

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

**Návrh manipulace kompenzátoru vln**  
**Design of Wave Compensator Operation**

Student:

Bc. Radim Skurka

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2018

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radim Skurka**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: **Návrh manipulace kompenzátoru vln**  
**Design of Wave Compensator Operation**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte rešerši dané problematiky. Navrhněte konstrukční řešení způsobu zvedání a otáčení zařízení zvané „Kompenzátor vln“ v podmínkách montážní haly areálu zadávací firmy. Dále vypracujte zvedací plán předmětného zařízení a proveďte potřebné pevnostní a případně také kinematické a další provozní výpočty a rozvahy. Konstrukční řešení podložte technickou dokumentací. Konkrétní technické a provozní parametry určí zadavatel – fa Huisman konstrukce, s.r.o

### Seznam doporučené odborné literatury:


REMTA, F. - KUPKA, L. - DRAŽAN, F. *Jeřáby I. díl*. Praha: Druhé vydání SNTL Praha 1974. 637 st.  
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
ČSN EN 13155 – *Jeřáby – Bezpečnost – Volně zavěšené prostředky*  
ČSN ISO 7531 – *Ocelová vázací lana*  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.  
Odborná literatura včetně norem a vyhlášek.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

  
doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

## Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Radim Skurka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Palkovice 65

739 41 PALKOVICE

## ANOTACE

SKURKA, R. *Návrh manipulace kompenzátoru vln: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2018, 53 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem manipulátoru, který slouží ke zvednutí kompenzátoru vln pro firmu HUISMAN Konstrukce, s.r.o. V úvodu je obsažena stručná rešerše lodních jeřábů s jejich základním rozdělení společně s popisem mostového jeřábu. Dále se práce zabývá samotným návrhem manipulátoru, který je podložen potřebnými výpočty. Práce obsahuje také výpočty, díky kterým je možné zjistit měnící se síly při zvedání a spouštění kompenzátoru. Řešení je v práci detailně rozpracováno, přepočítáno a podloženo příslušnou technickou dokumentací, která obsahuje zvedací plán, sestavný výkres manipulátoru a výrobní výkres. Poslední část se zabývá MKP analýzou.

## ANOTACE

SKURKA, R. *Design of Wave Compensator Operation: Diploma Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2018, 53 pp. Supervisor: Fries, J.

The diploma thesis is focused of design of the manipulator, which is used for lifting the wave compensator for the company HUISMAN Konstrukce, s.r.o. The introduction contains a brief survey of ship cranes with their basic distribution along with the description of the bridge crane. It also deals with the design of the manipulator itself, which is supported by the necessary calculations. The work also includes calculations to determine the change in force when lifting and lowering the compensator. The solution is elaborated in detail, recalculated and supported by the relevant technical documentation, which contains a drawing plan, an assembled drawing of the manipulator and a production drawing. The last part deals with MKP analysis.

# Obsah

<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ</b>	<b>1</b>
<b>1 Úvod</b>	<b>3</b>
<b>2 Rešerše dané problematiky</b>	<b>4</b>
2.1 Lodní a plovoucí jeřáby .....	4
2.2 Mostový jeřáb.....	5
2.3 Bezpečnost volně zavěšených prostředků pro uchopení břemene .....	8
2.4 Vázací prostředky.....	9
2.4.1 Vázací prostředky z ocelových lan .....	9
2.4.2 Závěsné vazací řetězy .....	10
2.4.3 Vazáky z konopných lan .....	10
2.4.4 Lana a popruhy z chemických zhotovených vláken .....	11
2.5 Prostředky pro uchopení břemen .....	11
2.5.1 Traverzy.....	12
2.5.2 Závěsy chapadlové .....	13
2.6 Kompenzátor vln .....	13
<b>3 Analýza problému</b>	<b>15</b>
<b>4 Návrh manipulátoru</b>	<b>16</b>
4.1 Specifikace zadání.....	16
4.2 Rozbor působících sil.....	17
4.3 Výpočet tahové síly $F$ pro první zdvih $\varphi < 0^\circ, 67^\circ >$ .....	20
4.4 Výpočet tahové síly $F_s$ pro spouštění kompenzátoru $\varphi < 68^\circ, 90^\circ >$ .....	22
4.5 Návrh a výpočet jednotlivých částí .....	24
4.5.1 Kontrola otočného čepu analytickou metodou .....	24
4.5.2 Kontrola závěsného čepu.....	30
4.5.3 Kontrola tlaku mezi základovou deskou a podlahou haly.....	31
4.6 MKP Analýza.....	32
4.6.1 Kontrola horního závěsného dílu.....	32
4.6.2 Kontrola spodního otočného dílu v kritické poloze .....	38
4.6.3 Kontrola závěsných ok na otočné desce .....	43
4.6.4 Zhodnocení .....	46
<b>5 Volba vazacích prostředků</b>	<b>47</b>
<b>6 Závěr</b>	<b>48</b>
<b>Seznam použité literatury a použitých zdrojů</b>	<b>49</b>
<b>Seznam obrázků</b>	<b>51</b>
<b>Seznam tabulek</b>	<b>53</b>
<b>Seznam příloh</b>	<b>54</b>

---

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Popis	Jednotka
$a$	poloha těžiště $G$	[mm]
$a_1$	poloha těžiště $G_1$	[mm]
$a_2$	poloha těžiště $G_{RG}$	[mm]
$b$	délka ramene	[mm]
$B$	tloušťka stěny	[mm]
$b_{zd}$	délka desky	[m]
$c$	odsazení	[mm]
$d$	průměr čepu	[mm]
$D$	průměr	[mm]
$f$	součinitel tření	[ - ]
$F$	zvedací síla	[kN]
$F_{1y}$	reakce	[N]
$F_{2y}$	reakce	[N]
$F_{RG}$	síla z těžiště	[N]
$F_{RGX}$	síla	[N]
$F_{RGY}$	síla	[N]
$F_s$	tahová síla	[kN]
$f_s$	vzdálenost podpory k síle	[mm]
$G_c$	síla z těžiště	[N]
$God$	tíha otočné desky	[kN]
$G_{RG}$	tíha kompenzátoru	[kN]
$G_{zd}$	tíha závěsného oka	[kN]
$h$	tloušťka oka	[mm]
$HMH$	redukované napětí	[MPa]
$h_s$	rozteč podpor	[mm]
$h_{zd}$	šířka desky	[m]
$k$	bezpečnost	[ - ]
$l$	vzdálenost závěsného oka od osy kompenzátoru	[m]
$M_{FRGY}$	moment	[N·mm]
$m_G$	hmotnost kompenzátoru	[kg]

---

$m_{G1}$	hmotnost závěsného oka	[kg]
$M_o$	ohybový moment	[N·mm]
$m_{od}$	hmotnost otočné deska	[kg]
$p$	tlak	[MPa]
$p_{DOV}$	dovolený tlak	[MPa]
$q$	poloha těžiště $G_{od}$	[mm]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_x$	síla působící na čep	[N]
$R_y$	síla působící na čep	[N]
$S$	obsah čepu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{min}$	minimální plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{p1}$	průmět stykové plochy	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{p2}$	průmět stykové plochy	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{zd}$	skutečná plocha desky	[mm <sup>2</sup> ]
$W_o$	modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_x$	modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$z$	odsazení	[mm]
$\alpha$	úhel sklonu tahové síly	[°]
$\varphi$	úhel pootočení kompenzátoru	[°]
$\sigma_{DOV}$	dovolené napětí v tahu/tlaku	[MPa]
$\sigma_O$	napětí v tahu/tlaku	[MPa]
$\sigma_{RED}$	redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{HMH}$	dovolené napětí ve střihu	[MPa]
$\tau_S$	napětí ve střihu	[MPa]

---



---

# 1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem manipulátoru pro zvedání a otáčení kompenzátoru vln. Toto zařízení je vyrobeno firmou HUISMAN konstrukce, s.r.o., která je specialistou v konstrukčním navrhování a výrobě. Tuto nadnárodní společnost jsem si vybral z důvodu, že je pokládána za světovou špičku v oboru a velice mě zaujal její projekt pro výrobu kompenzátoru vln.

Teoretická část je zaměřena na stručný popis lodních jeřábu a jejich základní rozdělení. Čtenáři se mohou dozvědět o popisu mostového jeřábu a jeho rozdělení. Dále se tato část práce zabývá bezpečností volně zavěšených prostředků a jejich nebezpečím. V následujících kapitolách se můžete dozvědět o jednotlivých druzích vázacích prostředků a prostředků pro uchopování břemen. Poslední část je zaměřena na samotný kompenzátor vln a popis firmy, která ho vyrobila. Dozvíte se informace o firmě HUSMAN konstrukce, s.r.o.

V praktické části najdeme samotný návrh manipulátoru, který je podložen potřebnými výpočty. V prvním kroku je přepočteno těžiště a vypočtena zvedací a spouštějící síla, kterou je třeba vyvinout, aby došlo ke vztyčení kompenzátoru. V následujícím kroku byl navržen a zkontrolován čep s kluzným ložiskem. Správnost toho výpočtu bylo ověřeno softwarem Autodesk Inventor 2017.

Poslední část mé práce se zabývá MKP analýzou, pomocí které jsem navrhnul a zkontroloval svařované součásti. Díky analýze můžeme simulovat průběh napětí na vytvořeném modelu a stanovit kriticky nejnamáhavější místo konstrukce.

---

## 2 Rešerše dané problematiky

### Jeřáby

Jsou to zdvihací zařízení, pomocí kterých můžeme manipulovat s těžkými břemeny ve vodorovném nebo svislém směru v pracovní oblasti jeřábu. Tažnou sílu u lehkých břemen přenáší řetěz, ale ve většině případu u těžkých břemen sílu přenáší lano. Jeřáby se skládají z těchto částí: nosná ocelová konstrukce, navíjecí buben s převodovkou, brzdou a motorem, mechanismem pro pohyb jeřábu apod. [1].

#### 2.1 Lodní a plovoucí jeřáby

**Jeřáby rozdělujeme do dvou skupin:**

- palubní jeřáby
- plovoucí jeřáby.

##### Palubní jeřáby

Jsou to lodě, které mají umístěný jeřáb na palubě lodi, dále mohou být samostatně stojící nebo můžou být dodány na loď samostatně. Tento druh jeřábu slouží pro překládání z lodě na loď nebo na spouštění a vyzvednutí břemene z moře. Příklad palubního jeřábu je zobrazen na Obr. 1.



*Obr. 1 - Palubní námořní jeřáb [6]*

---

## Plovoucí jeřáby

Tento typ jeřábu je od prvotní výroby určen pro těžkou práci na moři. Používá se především pro těžkou manipulaci s velkými a těžkými břemeny. Jeřáby jsou konstruovány buď s vlastní pohonem nebo bez vlastního pohonu tzn. Jeřáb musí být dotlačen na místo určení. Konstrukce plovoucího jeřábu je zobrazena na Obr. 2.



*Obr. 2 - Plovoucí jeřáb [7]*

## 2.2 Mostový jeřáb

Tyto jeřáby jsou charakteristické tím, že jejich nosná konstrukce tvoří jeřábový most. Most popojíždí po jeřábové dráze (která je zhotovená z kolejí) se dvěma větvemi. Na mostě je umístěná jeřábová kočka, která popojíždí buď nahoře na mostě, uvnitř mostu, nebo je uložena podvěsně. Tento druh jeřábu je určen pro manipulaci s břemeny v dílenských prostorách, výrobních halách apod. Pro menší rozpětí se používají jedno nosníkové jeřáby, viz Obr. 4, a pro větší rozpětí dvounosníkové jeřáby, viz Obr. 5. Zdvihové ústrojí tvoří jeřábová kočka s lanovým kladkostrojem. Ovládání jeřábu se provádí ze země pomocí závěsného ovladače nebo jsou u velkých jeřábu řídicí kabiny umístěné na mostu. Napájení je řešeno shrnovacím vedením nebo uzavřenou krytou kolejí. Na Obr. 3 je znázorněn a popsán mostový jeřáb [4].

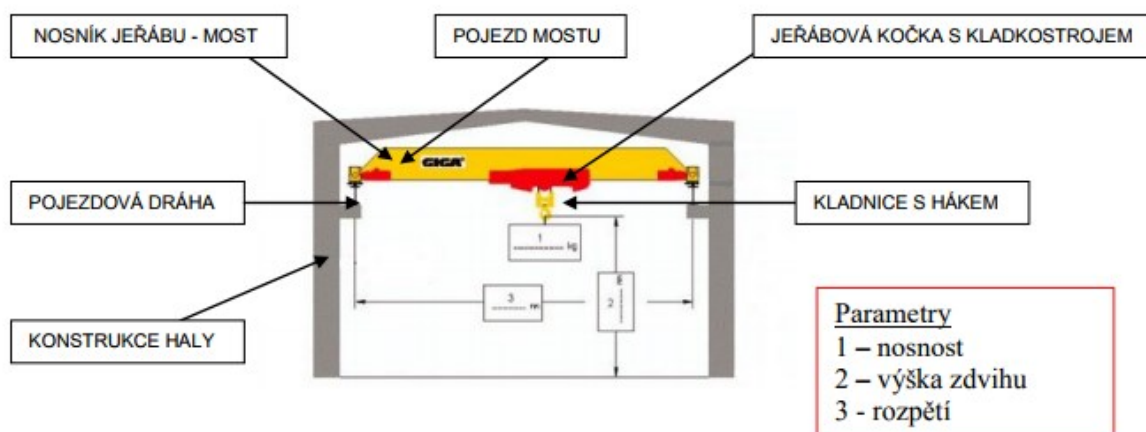
### Podle tvaru nebo účelu rozeznáváme mostové jeřáby:

- normální s hákem
- drapákové a magnetové
- zvláštní konstrukce
- hutní.

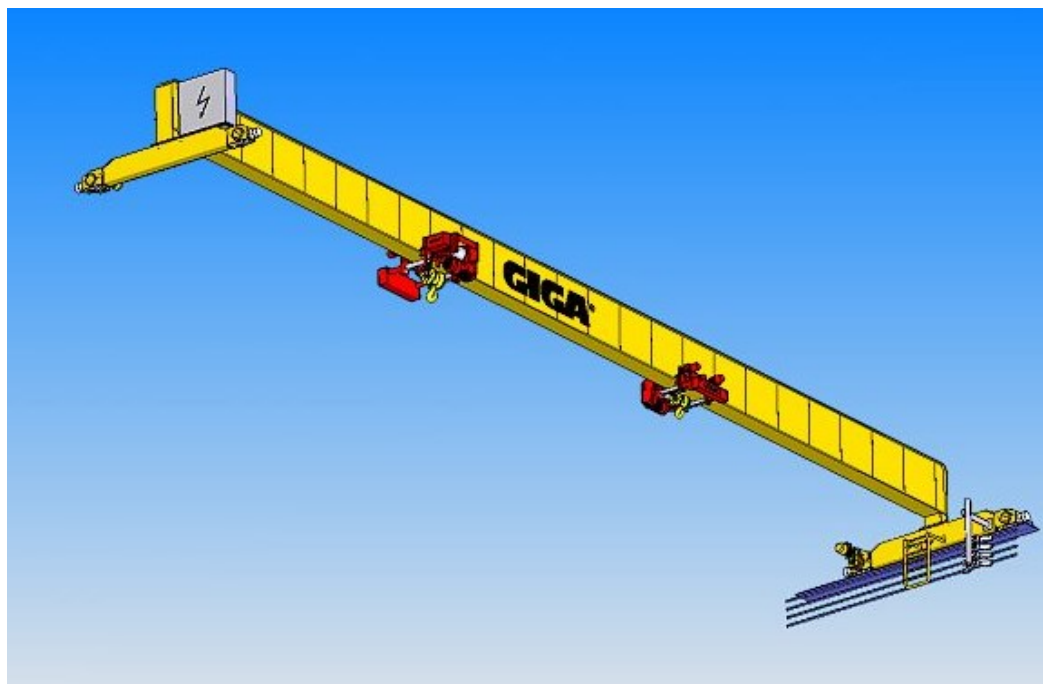
Nejčastější provedení pohonu bývá elektrické s mechanickým nebo hydraulickým převodníkem. Dále se dělí podle pracovního místa. Mohou být dílenské, montážní, nádvorní, hutní atd. [4].

### Hlavní části mostového jeřábu jsou:

- jeřábový most
- jeřábová kočka
- pojízďecí ústrojí mostu včetně pojízďecích kol
- koš pro jeřábníka (kabina)
- přívod proudu k jeřábu a kočce
- jeřábová dráha.



Obr. 3 – Popis mostového jeřábu [8]



*Obr. 4 - Jednonosníkový mostový jeřáb [9]*



*Obr. 5 – Dvounosníkový mostový jeřáb [10]*

---

## **2.3 Bezpečnost volně zavěšených prostředků pro uchopení břemene**

Dle normy ČSN EN 13 155+A2 je nutné dodržovat následující pravidla. Tato norma je českou verzí evropské normy EN 13 155-2:2003+A2:2009 [5].

### **Seznam závažných nebezpečí:**

Uvádí seznam závažných nebezpečných situací, které mohou nastat při normálním provozu a při nesprávném použití mohou znamenat rizika pro osobu. Do toho to seznamu patří:

### **Mechanická nebezpečí (vyvolána strojními částmi):**

- neodpovídající stabilita
- neodpovídající mechanická pevnost
- nebezpečí stlačení, stříhu.

### **Mechanické nebezpečí a nebezpečné události:**

- vyvolané pádem.

## 2.4 Vázací prostředky

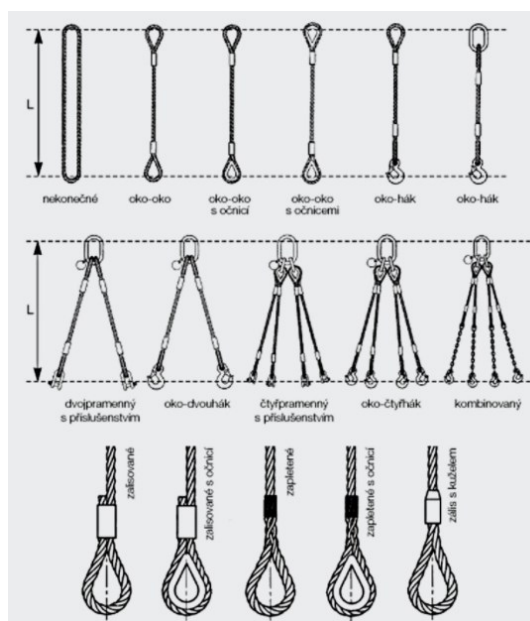
### 2.4.1 Vázací prostředky z ocelových lan

Ocelová lana se staly nedílnou součástí dnešní moderní výroby. V dnešní době již snad neexistuje výrobní hala, skladiště apod. bez jeřábu. Přemísťování materiálu pomocí jeřábu a pomocí vázacích ocelových lan. V dnešní době je lanařství na vysoké úrovni. Začátky výroby se datují již v polovině 19. století. První lano bylo ručně zapletené z měděných drátku a používalo se ve stříbrných dolech [2].

Lana se vyrábějí z patentových ocelových drátů různých průměru a pevností. Dráty jsou buď holé, bez povrchové vrstvy nebo pozinkované. Lano je složeno nejčastěji z šesti pramenů kolem vložky. Ty mohou být ocelové nebo vláknité. Z takhle vyrobených lan se dále vyrábějí vázací lana následujícím způsobem [2]:

- zapletením
- nalisování objímky
- pomocí šroubových svěrek.

Zapletení ok v lanech se řídí dle normy ČSN 02 4468 a nalisováním objímek dle normy ČSN 02 4481. Třetí uvedený způsob pomocí šroubových svěrek se při montážních pracích nepoužívá, pouze výjimečně jako dočasné řešení. Zakončení lan může být různorodá viz Obr. 6 [2].



Obr. 6 - Způsoby zakončení ocelových lan [11]

### 2.4.2 Závěsné vazací řetězy

Používají se nekalibrované článkové řetězy, které mají na konci oka nebo háky. Můžeme narazit i na uzavřené řetězy. Pro výrobu vazacích prostředků se používají pouze zkoušené řetězy (ČSN 02 3201, ČSN 02 3230 a ČSN 02 3225). Dlouhé článkové řetězy se nepoužívají tam, kde by byly články namáhané na ohyb. Řetězy se především používají pro břemena o velkých hmotnostech a u břemen jejíž hrana má malé zaoblení, kde nemůžeme použít lano. Jednotlivé typy vazacích řetězů jsou zobrazeny na Obr. 7 [3].

Při prohlídce vazacích řetězů se kontrolují vady jednotlivých článků. Vady u těchto článků mohou být:

- změna tvaru
- trhlinky
- stupeň opotřebení.



Obr. 7 – Typy úvazků [12]

### 2.4.3 Vazáky z konopných lan

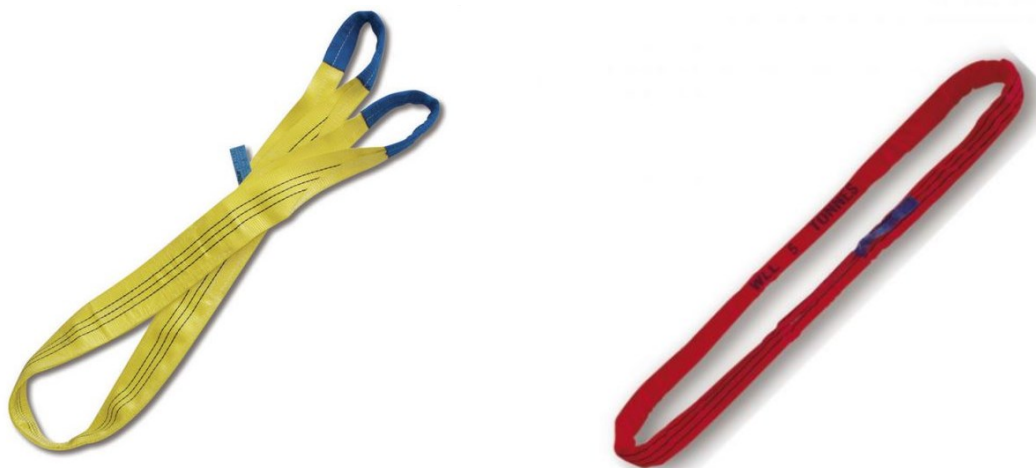
Konopné lana se také používají jako vazáky, které musí být zhotovené vždy z jednoho kusu. Lana se na konci osazují oky nebo jsou nekonečná. Používají je především tam, kde hrozí poškození povrchů vázaného břemene. Při použití lana s oky musí být břemeno zavěšeno nejméně na dvou průřezech, aby nedošlo k jeho rozkrucování. Abychom docílili větší životnosti lana, doporučuje se mazat lano směsí loje a lněného oleje v poměru 1:3 anebo speciálním mazadlem na hnací lana [3].



---

#### 2.4.4 Lana a popruhy z chemických zhotovených vláken

Vázací prostředky z chemických zhotovených vláken smějí být zhotoveny pouze z materiálu, u kterých výrobce zaručuje jmenovitou pevnost a vždy musí být zhotoveny z jednoho kusu. Tento typ lan a popruhů má téměř stejné použití jako konopná lana viz Obr. 8 [3].



*Obr. 8 - Popruh z chemických vláken [13]*

#### 2.5 Prostředky pro uchopení břemen

Rychlost přeplnění břemen a rychlost celého manipulačního procesu závisí na vhodně zvoleném prostředku pro jejich uchopení. Uchopovací prostředky jsou buď pro sypné nebo kusové materiály.

Pro jednotlivá břemena se využívá především vázacích lan, řetězů, traverz, závěsů, kleští, drapáku apod.

Uchopení břemene nebo nabraní sypkých hmot musí být snadné a rychlé, mělo by vyžadovat co nejméně lidské páce, břemeno se nesmí poškozovat, provoz musí splňovat bezpečnostní kritéria a hmotnost zařízení pro uchopování musí být co nejmenší [3].

---

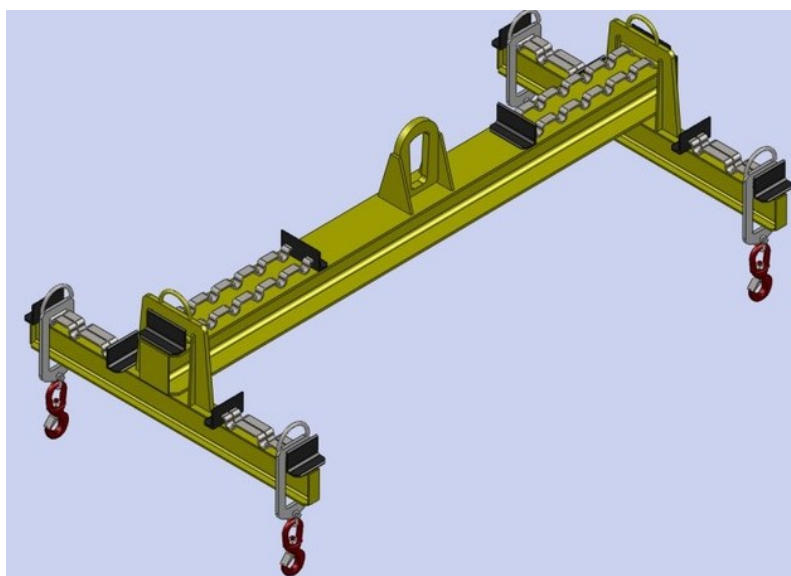
### **Uchopování břemene je možné těmito způsoby:**

- ruční pomocí vazáku, traverzou, třecími držáky nebo jednoúčelovým zařízením pro uchopování
- částečně mechanizované závěsy s chapadly, kleštěmi a výklopnými nádobami
- mechanizované s použitím drapáku nebo některých druhů kleští.

Pro výrobu a použití prostředků pro vázání, zavěšení anebo uchopení břemene přepravovaných zdvihacími zařízeními platí norma ČSN 27 0144 [3].

#### **2.5.1 Traverzy**

Používají se pro zavěšení dlouhých břemen nebo zavěšení jednoho břemene pomocí dvou jeřábových koček. Traverzy také používáme při zvedání těžkých břemen pomocí dvou jeřábu o různých nosnostech. V tomto případě je nutné určit polohu místa zavěšení břemene na traverze. Na Obr. 9 je znázorněná traverza typu H [3].



*Obr. 9 - Traverza typu H [14]*

---

### 2.5.2 Závěsy chapadlové

Závěsů s chapadly upravenými dle tvaru předmětů, se budou používat převážně tam, kde je nabírán větší počet předmětů stejného druhu. Můžou to být různé ocelové tyče a jiné profily. Chapadla by měly být navrženy tak, aby umožnili snadné nabírání. V některých případech pro usnadnění nabírání se materiál podkládá. Na Obr. 10 je závěs pro překládání materiálu uloženého na paletách [3].



*Obr. 10 - Závěs pro překládání palet [15]*

### 2.6 Kompenzátor vln

Je to zařízení, které by mělo ulehčit manipulaci s břemeny v námořních podmínkách. Kompenzátor vln se používá především na lodních jeřábech. Toto zařízení řeší situaci, kdy se jeřáb umístěný na plovoucí lodi snaží vyložit a naložit náklad na pevnou zem, mořské dno nebo na jinou loď. Hák se neustále pohybuje nahoru a dolu vlivem působení mořských vln na loď. Bez kompenzátoru je manipulace velmi problematická. Horní část kompenzátoru vln je zobrazen na Obr. 11. Vzhledem k zákonu o autorských právech není možné prezentovat na fotografii kompletní kompenzátor [16].



*Obr. 11- Kompenzátor vln [16]*

Toto zadání mi zadala společnost HUISMAN konstrukce, s.r.o., která je soukromá společnost s celosvětovou působností, která má mnoho zkušeností v oblasti výroby a návrhů těžké techniky pro vedoucí světové firmy operující na moři i na pevnině. Jejich odborné zkušenosti a schopnosti zahrnují tvorbu návrhů, testování a dodávku zařízení v širokém rozsahu od samostatných zařízení až po vysoce náročné konstrukční systémy. Společnost byla založena v roce 1929 jako firma, která vyráběla ocelové konstrukce.

Sortiment této firmy můžeme rozdělit do šesti základních skupin: zařízení pro těžké zdvihy, vrtné soupravy, uvazovací systémy, zařízení pro pokládání potrubí, designy lodí a speciální projekty. Jejich výrobní závody se v současné době nacházejí v Nizozemí, Číně a České republice. Kromě těchto výroben mají pobočky pro prodej, mechanickou konstrukci a servis v Brazílii, Singapuru a USA.

Inovace, kvalita, spolehlivost, dodávky na klíč a služby zákazníkům patří k významným hodnotám této firmy. Díky těmto zmiňovaným službám si firma vybudovala mezinárodní věhlas pro jejich inovační a technická tvůrčí řešení, včasné dodávky, které musí vyhovovat nejnáročnějším výkonnostním kritériím a plnou provozu schopnost zařízení od prvního dne [18].

---

### 3 Analýza problému

Cílem této práce byl návrh manipulátoru pro vztyčení kompenzátoru vln. Práce probíhala v prostorách haly firmy HUISMAN konstrukce s.r.o. Hlavním úkolem bylo zvednout kompenzátor z výchozí vodorovné polohy do polohy svislé. Otáčení musí být provedeno v jednom kroku na jeden úvazek, aby obsluha byla během operace v bezpečné vzdálenosti.

Otáčení bylo omezeno pracovní výškou pod hákem, tudíž návrh musel být zkonstruován tak, aby při vztyčování kompenzátoru nedošlo ke kolizi s jeřábem. Otáčení kompenzátoru muselo být realizovatelné tak, aby zvedací lano bylo po celou dobu ve vodorovné poloze, protože téměř všechny mostové jeřáby jsou konstruovány pouze pro tento způsob zdvihu.

Pro otáčení součásti je za potřeby dvou mostových jeřábů. Přičemž první jeřáb bude kompenzátor zvedat do doby, než se těžiště dostane přes bod otáčení. Pomocí druhého jeřábu bude kompenzátor spouštěn do konečné svislé polohy.

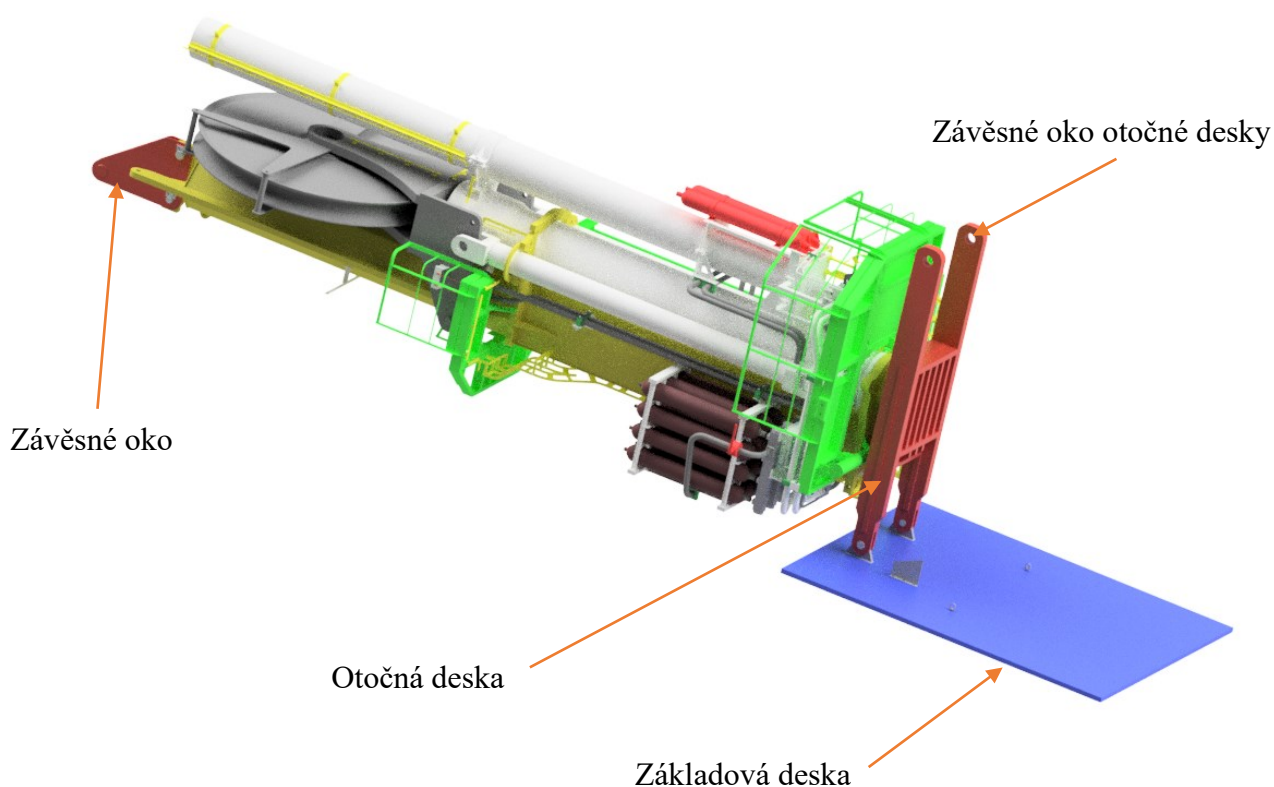
Otáčení bude prováděno ve dvou krocích. V prvním kroku se bude kompenzátor zvedat za zvedací oko, které je připevněno pomocí čepových spojů na konci kompenzátoru. Toto otáčení bude probíhat do doby, než se těžiště kompenzátoru přesune přes otočný bod. Při průchodu tímto bodem se již nebude součást zvedat, ale začne být spouštěna za oka, které se nachází na otočné desce.

Samotný návrh manipulátoru byl proveden s ohledem na dodržení všech platných bezpečnostních předpisů a norem. Bylo navrženo konstrukční řešení, které bylo následně pevnostně zkontrolováno.

---

## 4 Návrh manipulátoru

Dosažení konečného konstrukčního řešení předcházelo mnoho různých druhů návrhu zvedání a schůzek, na kterých se řešila problematika a různé konstrukční provedení, s konstruktérem firmy HUISMAN konstrukce s.r.o. Z důvodu zvolení správného zvedání byl kontaktován konstruktér firmy GIGA s.r.o. Konečná konstrukce manipulátoru je zobrazena na Obr. 12. Návrh se skládá ze tří částí, a to – základová deska, otočná deska a závěsné oko. Všechny pevné části byly zhotoveny svařenci. Základová deska je spojena s otočnou deskou pomocí čepových spojů.



*Obr. 12 – Manipulátor*

### 4.1 Specifikace zadání

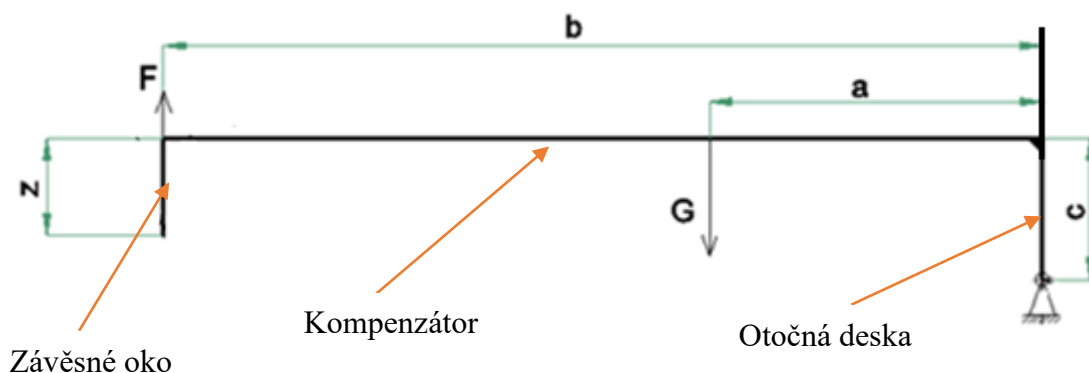
Parametry, které byly poskytnuty firmou HUISMAN konstrukce s.r.o., jsou uvedeny níže viz Tabulka 1.

Tabulka 1 - Zadané hodnoty

Hmotnost zařízení	70 t
Max. přípustné zatížení podlahy v hale	15 t/m <sup>2</sup>
Kapacita mostových jeřábu na hale	2 x 30 t
Světlá výška pod hákem jeřábu	15, 16 m
Rozměry a těžiště dle tabulky č. 2, viz příloha A	
Schéma haly viz příloha B	

## 4.2 Rozbor působících sil

V prvním kroku bylo nakresleno zjednodušené schéma zadaného kompenzátoru s tažným okem a otočnou deskou viz Obr. 13, z kterého jsou patrné rozměry (viz Tabulka 2) a působení silových účinků  $F$  od zvedacího lana.



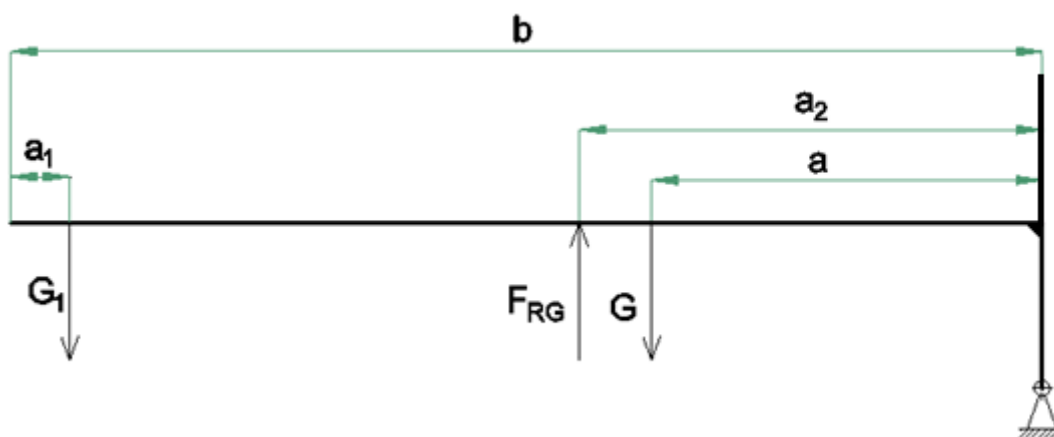
Obr. 13 - Výchozí poloha

Tabulka 2 - Popis rozměrových kót

a	poloha těžiště G	4,505 m
b	délka ramene	11,897 m
c	odsazení	1,910 m
z	odsazení	1,3153 m

## Přepočet těžiště

Pro zjednodušení následujících výpočtu bylo zapotřebí přepočítat rovněž celkové těžiště, jelikož na konci kompenzátoru je připevněno zvedací oko o hmotností 370 kg viz Obr. 14. Tíha zvedacího oka je označena indexem  $G_1$ . Vstupní parametry pro přepočet těžiště jsou uvedeny v Tabulce 3.



Obr. 14 - Přepočet těžiště

Tabulka 3 - Vstupní parametry pro přepočet těžiště

a	<b>poloha těžiště G</b>	4505 mm
a <sub>1</sub>	<b>poloha těžiště G<sub>1</sub></b>	629 mm
b	<b>délka ramene</b>	11897 mm
m <sub>G</sub>	<b>hmotnost kompenzátoru G</b>	70 000 kg
m <sub>G1</sub>	<b>hmotnost závěsného oka G<sub>1</sub></b>	370 kg
m <sub>od</sub>	<b>hmotnost otočné desky G<sub>od</sub></b>	4800 kg

Velikost reakční síly byla vypočtena pomocí vztahu (4.1).

$$F_{RG} = m_G \cdot g + m_{G1} \cdot g = 370 \cdot 9,81 + 70000 \cdot 9,81 = 690329,7 \text{ N} \quad (4.1)$$

Výpočet délky ramena  $a_2$  vychází z momentové rovnice (4.2) od kloubové podpory z Obr. 14.

$$\sum M = F_{RG} \cdot a_2 \quad (4.2)$$

$$(m_G \cdot g) \cdot a + (m_{G1} \cdot g) \cdot (b - a_1) = F_{RG} \cdot a_2$$

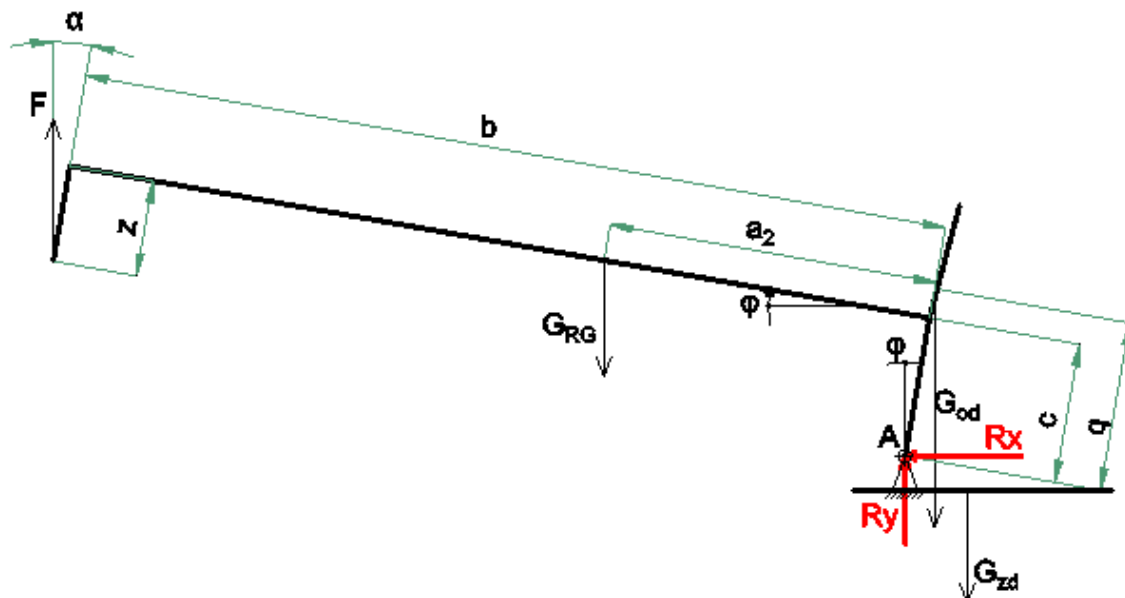
$$a_2 = \frac{(m_G \cdot g) \cdot a + (m_{G1} \cdot g) \cdot (b - a_1)}{F_{RG}}$$

$$a_2 = \frac{(70000 \cdot 9,81) \cdot 4505 + (370 \cdot 9,81) \cdot (11897 - 629)}{690329,7} = 4540,6 \text{ mm}$$

Těžiště se posunulo o 35,6 mm směrem ke středu.



V následujících krocích byly provedeny dva výpočty, z toho jeden pro zvedání a druhý pro spouštění. Po celou dobu zvedání musí být zvedací lano ve svislém směru, aby byla zaručená bezpečnost. Obr. 15 znázorňuje obecnou polohu kompenzátoru, ze které vychází následující výpočty. V Tabulce 4 jsou uvedeny vstupní parametry pro následující výpočty.

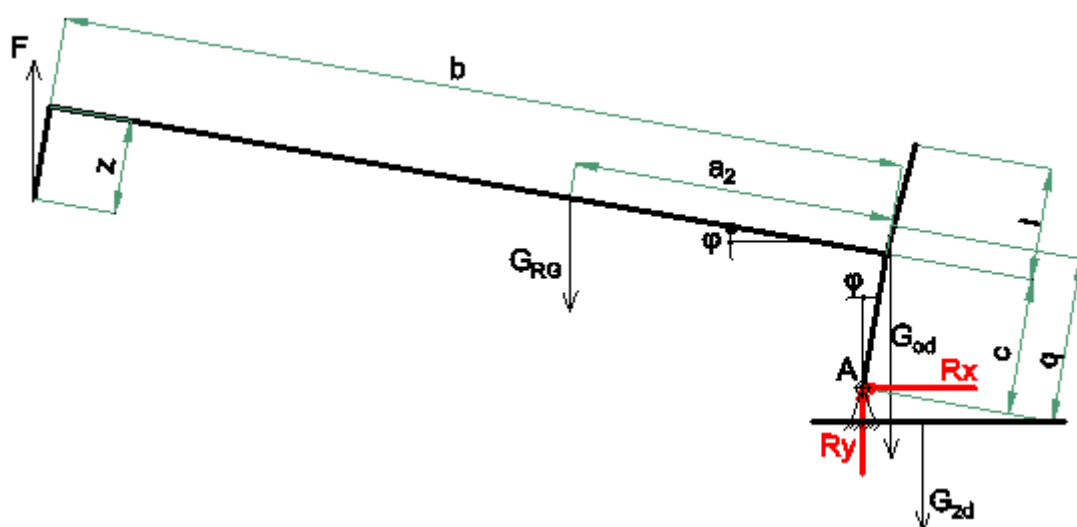


Obr. 15 - Obecná poloha

Tabulka 4 - Vstupní parametry pro výpočet

q	<b>poloha těžiště <math>G_{od}</math></b>	1,9544 m
a <sub>2</sub>	<b>poloha těžiště <math>G_{RG}</math></b>	4,5406 m
b	<b>délka ramene</b>	11,897 m
c	<b>odsazení</b>	1,910 m
z	<b>odsazení</b>	1,3153 m
$G_{RG}$	<b>tíha kompenzátoru</b>	690,3297 kN
$G_{zd}$	<b>tíha závěsného oka</b>	13,734 kN
$G_{od}$	<b>tíha otočné desky</b>	47,088 kN
l	<b>vzdálenost závěsného oka od osy kompenzátoru</b>	1,5 m

### 4.3 Výpočet tahové síly F pro první zdvih $\varphi < 0^\circ, 67^\circ >$



Obr. 16 – Výpočtové schéma

V prvním kroku byla napsána momentová rovnice (4.3) k pevné kloubové podpoře a následně vyjádřena zvedací síla F.

$$\sum M_A = 0$$

$$-G_{RG} \cdot (a_2 \cdot \cos\varphi - c \cdot \sin\varphi) + F \cdot (\sin\varphi \cdot b + \cos\varphi \cdot (c - z)) + G_{od} \cdot \sin\varphi \cdot q = 0 \quad (4.3)$$

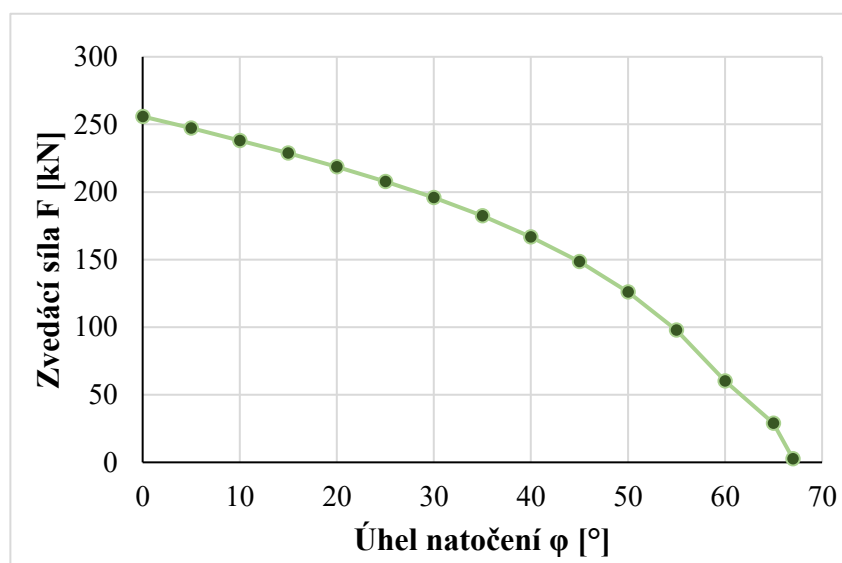
$$F = G_{RG} \cdot \frac{(a_2 \cdot \cos\varphi - c \cdot \sin\varphi) \cdot G_{od} \cdot \sin\varphi \cdot q}{\cos\varphi \cdot b - \sin\varphi \cdot (c + z)}$$

$$F = 690,33 \cdot \frac{(4,5406 \cdot \cos(0^\circ) - 1,910 \cdot \sin(0^\circ) \cdot 47,088 \cdot \sin(0^\circ) \cdot 1,9544}{\cos(0^\circ) \cdot 11,897 - \sin(0^\circ) \cdot (1,910 + 1,3153)}$$

$$F = 255,85 \text{ kN}$$

Tabulka 5 - Průběh zvedací síly F.

$\varphi$ [°]	F [kN]
0	255,85
5	247,15
10	238,14
15	228,7
20	218,66
25	207,8
30	195,82
35	182,34
40	166,82
45	148,49
50	126,14
55	97,85
60	60,29
65	28,9
67	2,69
67,1859	0

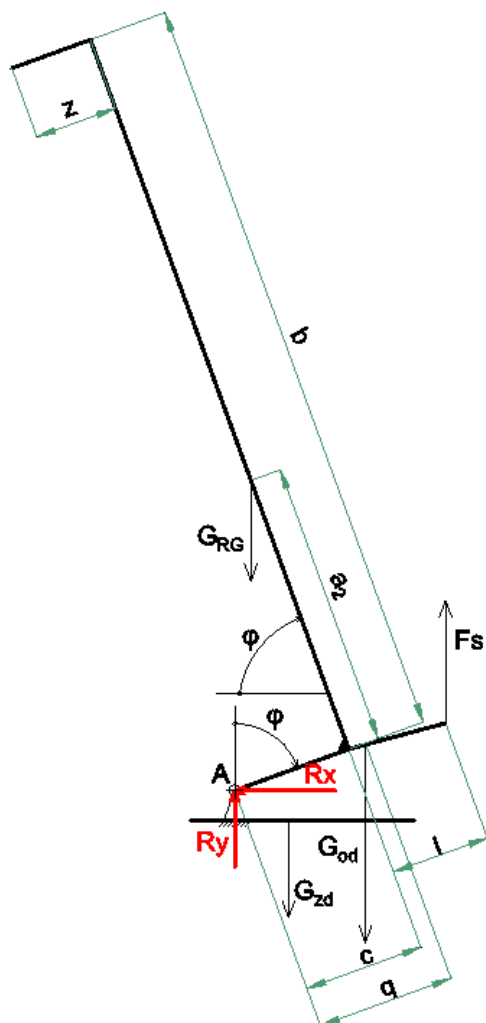


Obr. 17 – Průběh síly F při zvedání 0° - 67°

Popis průběhu měnící se zvedací síly F při zvedání kompenzátoru. Tabulka 5 zobrazuje hodnoty zvedací síly, které závisí na úhlu pootočení  $\varphi$  kompenzátoru viz Obr. 17. Při dosažení většího pootočení kompenzátoru se tažná síla zmenšuje, protože se těžiště přibližuje k ose rotace. Při pootočení přes úhel  $\varphi = 67,1859^\circ$  je zastaveno navíjení lana a je nutný pojezd jeřábu ve směru zvedání. Bude docíleno toho, že těžiště se přenesse přes bod rotace a kompenzátor se začne spouštět. V následujícím výpočtu bude počítána síla v laně jeřábu.

#### 4.4 Výpočet tahové síly $F_s$ pro spouštění kompenzátoru $\varphi < 68^\circ, 90^\circ >$

Velikost síly při spouštění bude záviset na velikosti úhlu pootočení  $\varphi$ , se zvětšujícím se pootočením síla  $F_s$  poroste. Obr. 18 znázorňuje schéma pro výpočet.



Obr. 18 - Výpočtové schéma

Vztah (4.4) vyjadřuje momentová rovnice k pevné kloubové podpoře a následně vyjádřená spouštěcí síla  $F_s$ .

$$\sum M_A = 0$$

$$-G_{RG} \cdot (a_2 \cdot \cos\varphi - c \cdot \sin\varphi) - F_s \cdot \sin\varphi \cdot (c + l) + G_{od} \cdot \sin\varphi \cdot q = 0 \quad (4.4)$$

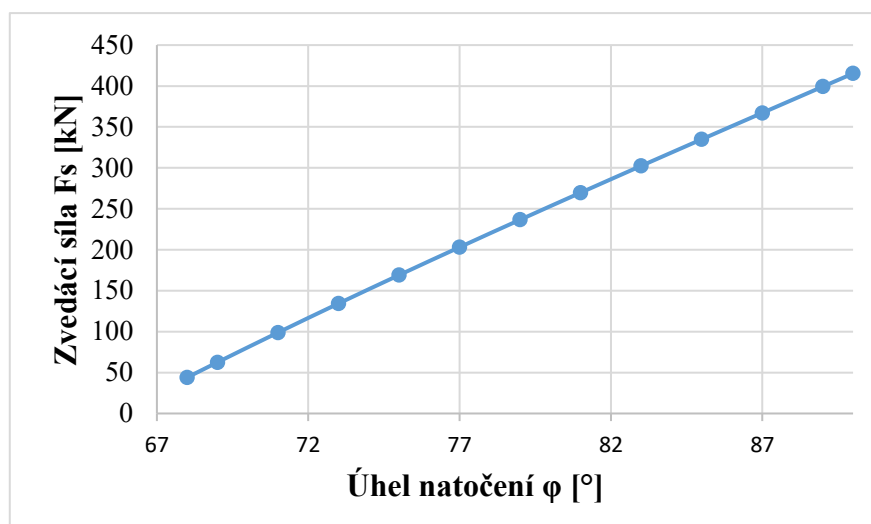
$$F_s = -G_{RG} \cdot \frac{(a_2 \cdot \cos\varphi - c \cdot \sin\varphi) + G_{od} \cdot \sin\varphi \cdot q}{\sin\varphi \cdot (c + l)}$$

$$F_s = -690,33 \cdot \frac{(4,5406 \cdot \cos(68^\circ) - 1,910 \cdot \sin(68^\circ)) + 47,088 \cdot \sin(68^\circ) \cdot 1,9544}{\sin(68^\circ) \cdot (1,910 + 1,5)}$$

$$F_s = 43,95 \text{ kN}$$

Tabulka 6 - Průběh spouštějící síly  $F_s$

$\varphi$ [°]	$F_s$ [kN]
68	43,95
69	62,49
71	98,83
73	134,31
75	169,04
77	203,12
79	236,66
81	269,75
83	302,48
85	334,92
87	367,17
89	399,30
90	415,34

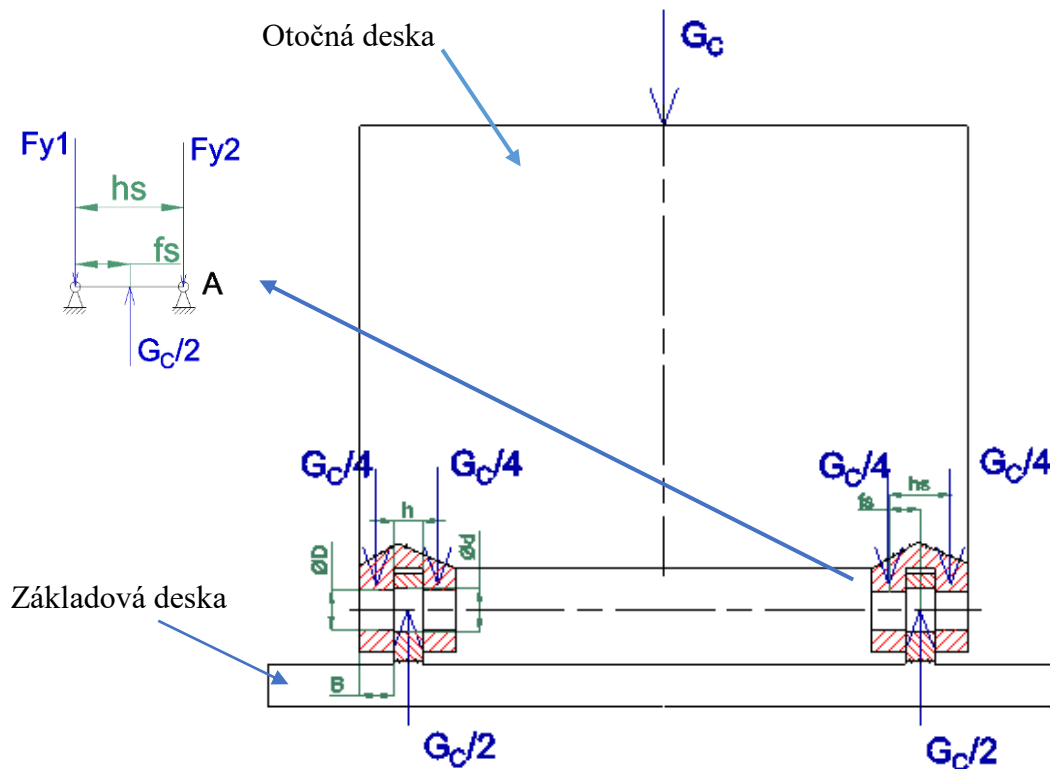


Obr. 19 - Průběh síly  $F_s$  při zvedání 68°- 90°

Popis průběhu měnící se spouštějící síly  $F_s$  při spouštění kompenzátoru. Tabulka 6 zobrazuje hodnoty spouštějící síly, které závisí na úhlu pootočení  $\varphi$  kompenzátoru viz Obr. 19 a Obr. 17. Při dosažení většího pootočení kompenzátoru se spouštějící síla zvětšuje, protože se těžiště oddaluje od osy rotace. Při pootočení přes úhel  $\varphi = 67,1859^\circ$  se síla začne postupně zvětšovat, až do doby, kdy kompenzátor dosedne na dosedací plochu.

## 4.5 Návrh a výpočet jednotlivých částí

Veškerý pevnostní návrh otočné desky byl proveden s minimální bezpečností  $k = 1,5$ , která byla zadána konstruktérem firmy HUISMAN konstrukce s.r.o. Obr. 20 zobrazuje rozložení sil.



Obr. 20 – Rozložení sil na čep

### 4.5.1 Kontrola otočného čepu analytickou metodou

Čep byl vyroben z materiálu ocel 11 600, který má mez kluzu  $Re = 295 \text{ MPa}$ . Nejprve bylo vypočteno celkové zatížení desky  $G_c$ , které vzniká od hmotnosti součástí. Následně bylo vypočteno napětí ve střihu  $\tau_s$  viz vztah (4.7), ohybu  $\sigma_o$  vztah (4.13) a tlaku  $p$  vztah (4.17) tyto hodnoty byly porovnány s dovolenými hodnotami  $\sigma_{HMH}$ ,  $\sigma_{DOV}$ . Byl kontrolován čep o průměru  $d = 90 \text{ mm}$ . Tabulka 7 zobrazuje vstupní rozměry.

Tabulka 7 - Vstupní parametry

$f_s$	vzdálenost podpory k síle	45 mm
$h_s$	rozteč podpor	90 mm
$h$	tloušťka oka	50 mm
$B$	tloušťka stěny	40 mm
$m_{OD}$	otočná deska	5,1 t

---

### Celkové zatížení desky:

Celkové zatížení desky je vyvozeno od hmotnosti kompenzátoru  $m_G$ , závěsného oka  $m_{G1}$  a otočné desky  $m_{OD}$ .

$$G_C = (m_G + m_{G1} + m_{OD}) \cdot g \quad (4.5)$$

$$G_C = (70 + 0,370 + 5,1) \cdot 9,81 = 740,4 \text{ kN} = 740360 \text{ N}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{k} = \frac{295}{1,5} = 196,7 \text{ MPa} \quad (4.6)$$

### Kontrola na střih:

Ze vztahu (4.8) bylo vypočteno skutečné napětí ve střihu  $\tau_s$ . Následně byl vypočten vztah (4.8), které byl dále porovnán se  $\sigma_{DOV}$  ze vztahu (4.6).

$$\tau_s = \frac{G_C}{S} = \frac{740360}{6361,7} = 29,1 \text{ MPa} \quad (4.7)$$

$$\sigma_{HMH} = 3^{0,5} \cdot \tau_s = 3^{0,5} \cdot 29,6 = 51,3 \text{ MPa} \quad (4.8)$$

$$\sigma_{DOV} > \sigma_{HMH} \quad 196,7 > 53,3 \quad \text{Podmínka splněna}$$

### Plocha čepu:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 90^2}{4} = 6361,7 \text{ mm}^2 \quad (4.9)$$

### Kontrola čepu na ohyb:

Bylo vypočteno maximální ohybové napětí ve vztahu (4.13), které působí na čep. Velikost ohybové síly vychází ze silové rovnice (4.10). Pro ověření správnosti výpočtu bylo maximální ohybové napětí vypočteno z momentové rovnice (4.11).

$$\sum F_y = 0 \quad (4.10)$$

$$F_{1y} + F_{2y} - \frac{G_C}{2} = 0$$

$$F_{2y} = \frac{G_C}{2} - F_{1y} = \frac{740360}{2} - 185090 = 185090 \text{ N}$$

---


$$\sum M_A = 0 \quad (4.11)$$

$$-F_{1y} \cdot h_s + \frac{G_c}{2} \cdot f_s = 0$$

$$F_{1y} = \frac{\frac{G_c}{2} \cdot f_s}{h_s} = \frac{\frac{740360}{2} \cdot 45}{90} = 185090 \text{ N}$$

Rovnice pro výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_o = F_{1y} \cdot f_s = 185090 \cdot 45 = 8329050 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.12)$$

Napětí v ohybu působící na čep:

Pro výpočet napětí v ohybu bylo zapotřebí vypočítat modul průřezu v ohybu  $W_o$  pomocí vztahu (4.14)

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DOV}$$

$$\sigma_o = \frac{8329050}{72900} = 114,3 \text{ MPa} \quad (4.13)$$

$$\sigma_o = 114,3 \leq 196,7 \quad \text{Podmínka splněna}$$

Průřezový modul v ohybu pro kruhovou součást:

$$W_o = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 90^3 = 72900 \text{ mm}^3 \quad (4.14)$$

Bezpečnost součásti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{295}{114,3} = 2,58 \quad (4.15)$$

Výsledná bezpečnost  $k_s = 2,58$ , čep je dostatečně naddimenzován.



---

Kontrola otláčení mezi čepem a otočnou deskou:

Ve vztahu (4.16) bylo vypočteno dovolené napětí v tlaku. Je nutno vypočítat kolmou stykovou plochu  $S_{p1}$  viz výpočet (4.21). Materiál desky ocel 11 373, mez kluzu  $R_e = 186 \text{ MPa}$ .

$$p_{DOV} = \frac{R_e}{k} = \frac{186}{1,5} = 124 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

$$p = \frac{F}{S_{p1}} \leq p_{DOV}$$

$$p = \frac{\frac{G_C}{4}}{S_{p1}} = \frac{\frac{740360}{4}}{3600} = 51,4 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

$$p = 51,4 \leq 124 \quad \text{Vyhovuje}$$

Průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly:

$$S_{p1} = B \cdot d = 40 \cdot 90 = 3600 \text{ mm}^2 \quad (4.18)$$

Kontrola stykových ploch na otláčení kluzného ložiska:

Dovolený přípustný tlak na kluzné ložisko  $p_{DOV} = 120 \text{ MPa}$ .

$$p = \frac{F}{S_{p2}} \leq p_{DOV}$$

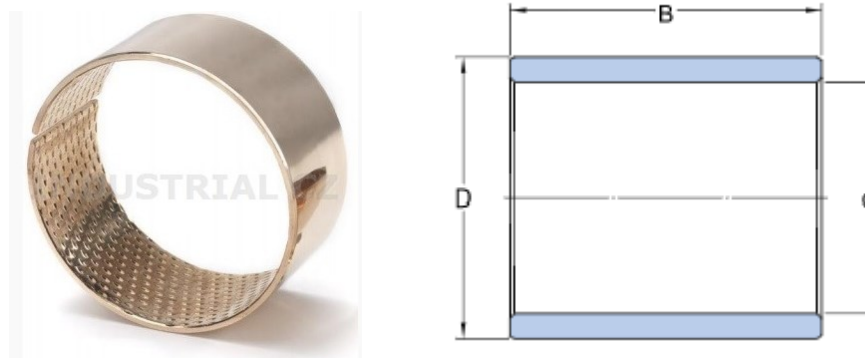
$$p = \frac{\frac{G_C}{2}}{d \cdot B} = \frac{\frac{740360}{2}}{4500} = 82,3 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

$$p = 82,3 \leq 120 \quad \text{Vyhovuje}$$

Průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly:

$$S_{p2} = d \cdot h = 90 \cdot 50 = 4500 \text{ mm}^2 \quad (4.20)$$

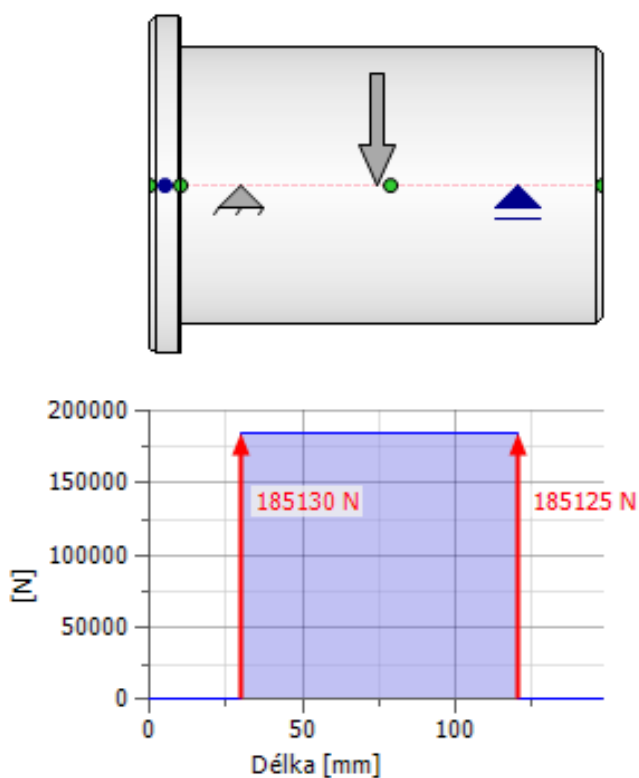
Volím kluzné ložisko PRM 909550 viz Obr. 21.



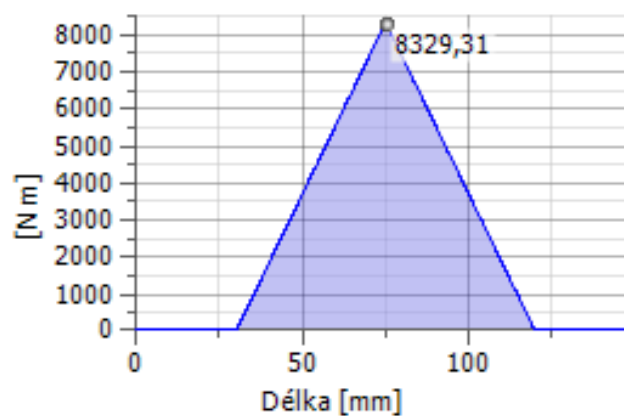
Obr. 21 - Kluzné ložisko PRM909550 [19]

### Kontrola návrhu čepu pomoci softwaru

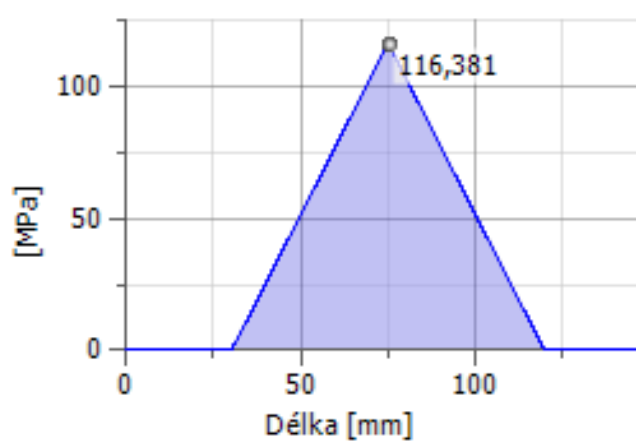
Pro ověření správnosti výsledku byl čep zkontrolován pomocí softwaru Autodesk Inventor 2017. Všechny výsledky se shodují, což znamená, že analytická metoda byla správná. Malá odchylka výsledku byla způsobena zaokrouhlováním výpočtu. Na Obr. 22 až 25 zobrazují výsledky softwaru.



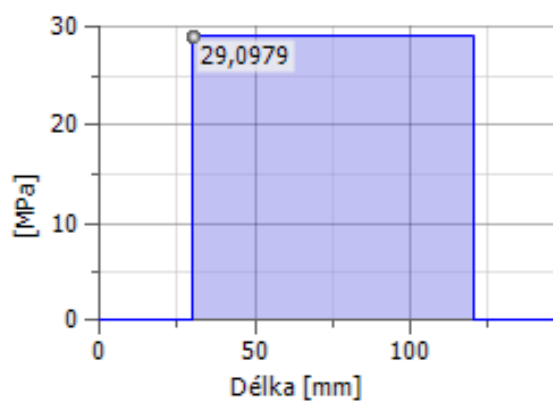
Obr. 22 – Průběh smykové síly



Obr. 23 – Průběh ohybového momentu



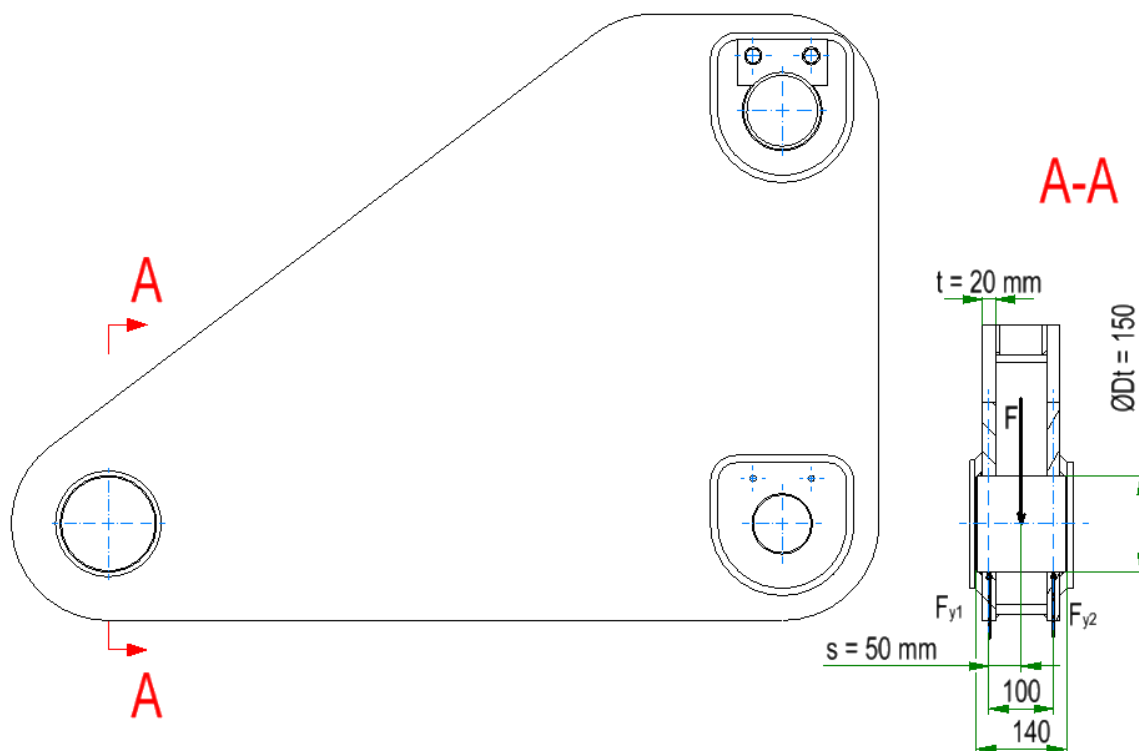
Obr. 24 – Průběh napětí v ohybu



Obr. 25 – Průběh smykového napětí

#### 4.5.2 Kontrola závěsného čepu

Závěsný čep byl kontrolován na ohyb a tlak. Obr. 26 znázorňuje schéma pro výpočet. Čep byl vyroben z materiálu ocel 11 373 s mezi kluzu  $R_e = 186 \text{ MPa}$ . Nejprve bylo vypočteno ohybové napětí pomocí vztahu (4.23), dále průřezový modul v ohybu (4.24) a ohybové napětí viz (4.21). Výpočet (4.25) kontroluje čep na střih.



Obr. 26 - parametry pro výpočet

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DOV} \quad (4.21)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6390000}{337500} = 18,93 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 18,93 \leq 124 \quad \text{Vyhovuje}$$

Dovolené napětí v ohybu:

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k} = \frac{186}{1,5} = 124 \text{ MPa} \quad (4.22)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot s = \frac{255600}{2} \cdot 50 = 6390000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.23)$$

---

Průřezový modul pro ohyb:

$$W_o = 0,1 \cdot D_t^3 = 0,1 \cdot 150^3 = 337500 \text{ mm}^3 \quad (4.24)$$

Kontrola na střih:

$$\tau_{MAX} = \frac{\frac{F}{2}}{\frac{3}{4} \cdot \frac{\pi \cdot D_t^2}{4}} \quad (4.25)$$
$$\tau_{MAX} = \frac{\frac{255600}{2}}{\frac{3}{4} \cdot \frac{\pi \cdot 150^2}{4}} = 9,65 \text{ MPa}$$

Redukované napětí ve střihu:

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{3} \cdot \tau_{MAX} = \sqrt{3} \cdot 9,65 = 16,7 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

$$\sigma_{HMH} \leq \sigma_{DOV}$$

$$16,7 \leq 124 \text{ Vyhovuje}$$

#### **4.5.3 Kontrola tlaku mezi základovou deskou a podlahou haly**

Zadavatelem bylo zadáno maximální přípustné zatížení podlahy haly a to 15 t/m<sup>2</sup>. Tento parametr byl počáteční podmínkou pro návrh minimální velikosti desky. Celková hmotnost kompenzátoru, závěsného oka, otočné desky a základové desky byla 76,81 t. Dle výpočtů (4.27) a (4.28) lze konstatovat, že tato podmínka byla splněna. Rozměr desky 4,82 x 3,8 m.

Minimální velikost desky:

$$S_{min} = m_c \cdot \frac{S_{1m}}{m_{dov}} = 76,81 \cdot \frac{1}{15} = 5,12 \text{ m}^2 \quad (4.27)$$

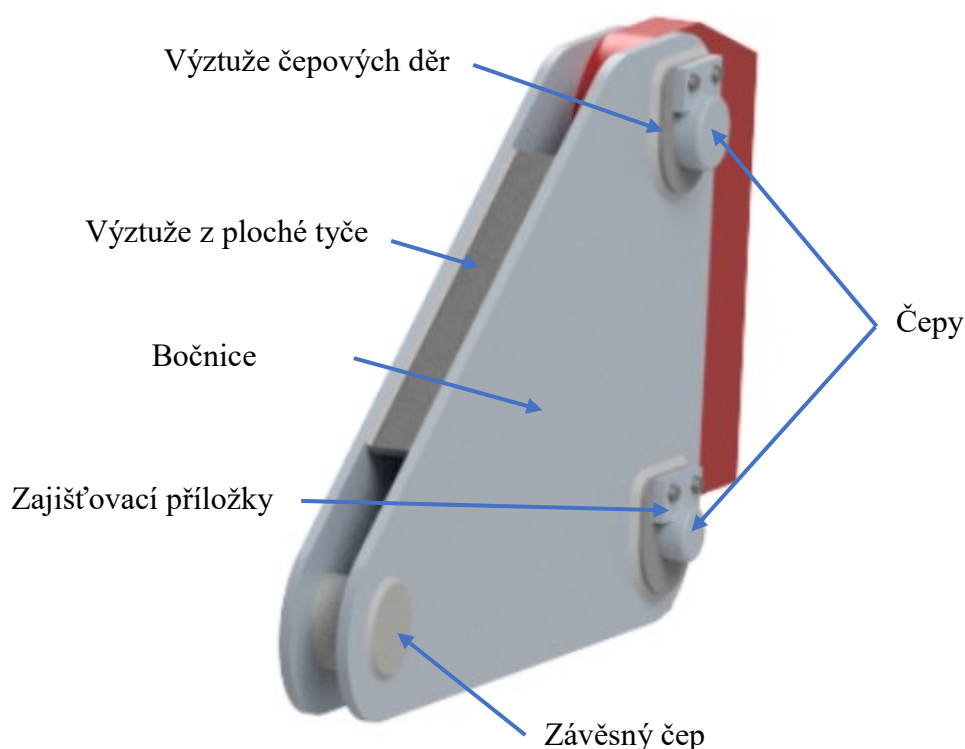
Skutečná plocha desky:

$$S_{zd} = h_{zd} \cdot b_{zd} = 4,82 \cdot 3,8 = 18,316 \text{ m}^2 \quad (4.28)$$

## 4.6 MKP Analýza

Pomocí MKP analýzy byla zkontrolována spodní otočná deska se základovou deskou a s horním závěsným okem (jedná se o svařence). Všechny kontrolované součásti byly v nejnepříznivější poloze.

### 4.6.1 Kontrola horního závěsného dílu



Obr. 27 - Závěsné oko

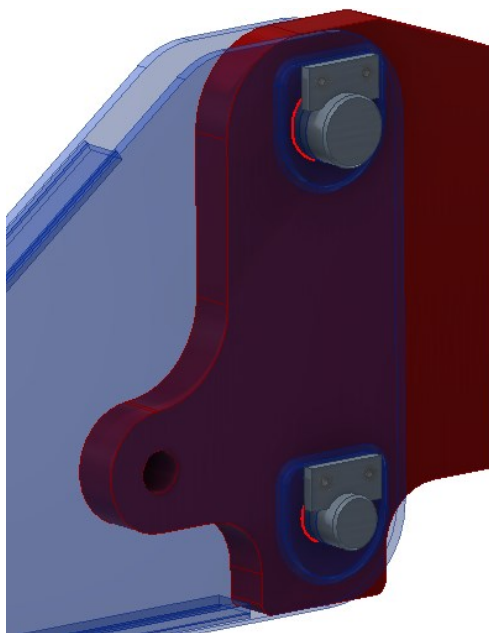
Závěsný díl zobrazen na Obr. 27 byl svařen z několika součástí – závěsný čep, bočnice, výztuže čepových děr a výztuže z ploché tyče. Připojovací část kompenzátoru byla znázorněná červenou barvou na Obr. 27. Závěsný díl byl spojen s kompenzátorem pomocí dvou čepů a zajištěn příložkami a šroubem. Na svařenec byl použitý materiál ocel 11 373 s mezi kluzu  $Re = 186 \text{ MPa}$  (jedná se o konstrukční ocel se zaručenou svařitelností) a u čepu a příložek, pomocí kterých byl závěsný díl připevněn k rámu kompenzátoru, byl použit materiál ocel 11 600 s mezi kluzu  $Re = 295 \text{ MPa}$ .

Simulace byla provedena v poloze, kdy na závěsný díl působí největší tahová síla  $F = 257 \text{ kN}$ . Jedná se tedy o polohu, kdy je kompenzátor v základní poloze (vodorovné).

---

### **Rozmístění vazeb:**

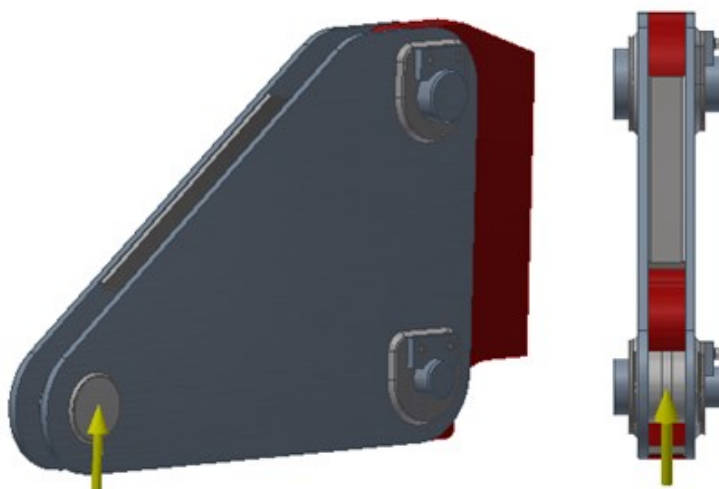
Pomocí čepů bylo spojeno závěsné zařízení s kompenzátorem vln. Proto byly pevné vazby rozmístěny do přípojovacích děr součástí, viz Obr. 28.



*Obr. 28 - Umístění vazeb*

### **Znázornění umístění síl:**

Zde působí pouze jedna síla, která je žlutě zobrazena na Obr. 29. Tahová síla byla vyvozena od tažné síly jeřábu a působí do závěsného čepu, aby bylo možno součást zvednout. Jedná se o tažnou sílu  $F = 257 \text{ kN}$ .

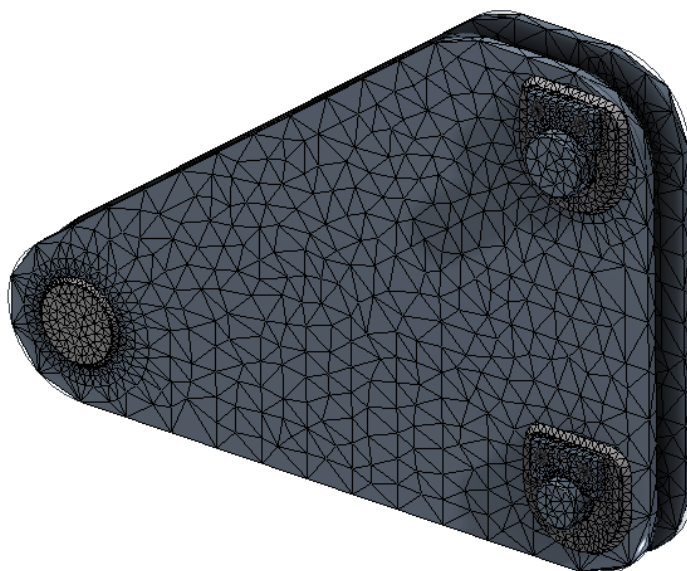


*Obr. 29 - Znázornění působení síly*

---

### **Rozložení sítě:**

Obr. 30 znázorňuje rozložení sítě, která má průměrnou velikost prvků 0,1 mm. V kritických místech „místech s předpokládaným největším namáháním“ byla síť zhuštěna z důvodů přesnějších výsledků. Kritická místa se nacházejí u závěsného čepu a u přípojovacích čepů.



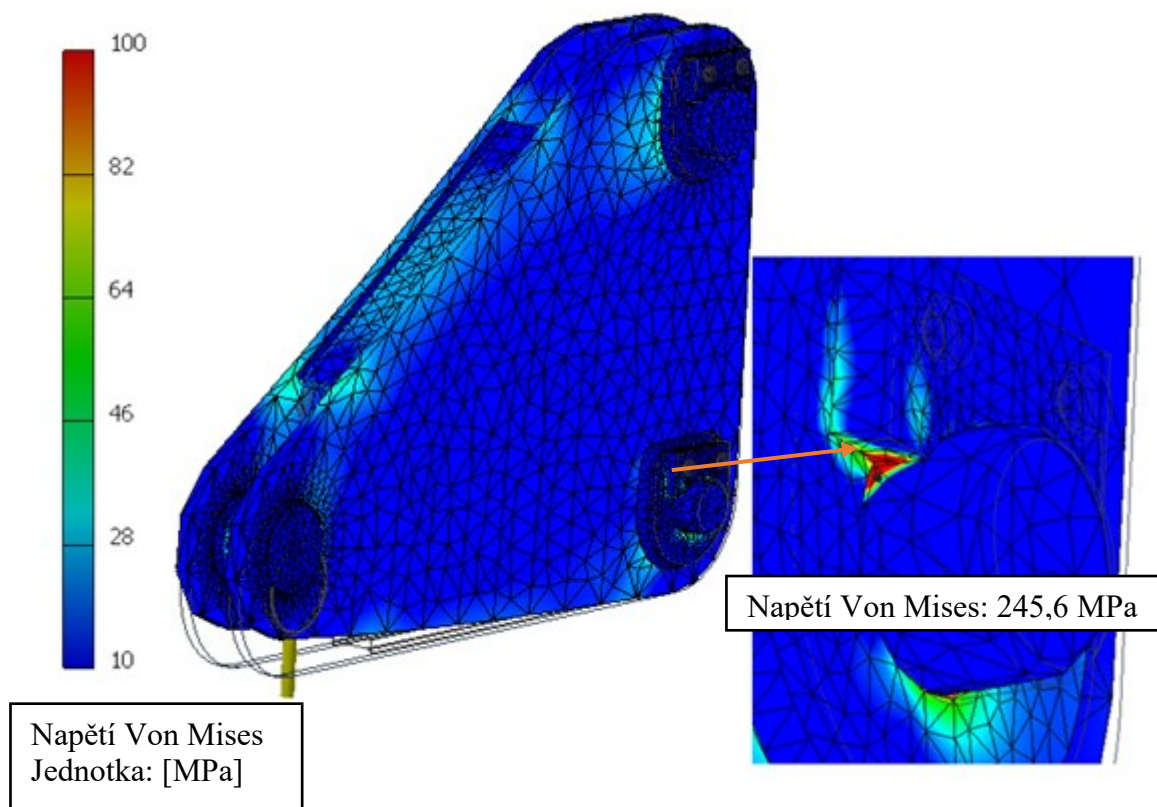
*Obr. 30 - Rozložení sítě*

### **Simulace:**

#### **Rozbor maximálního napětí:**

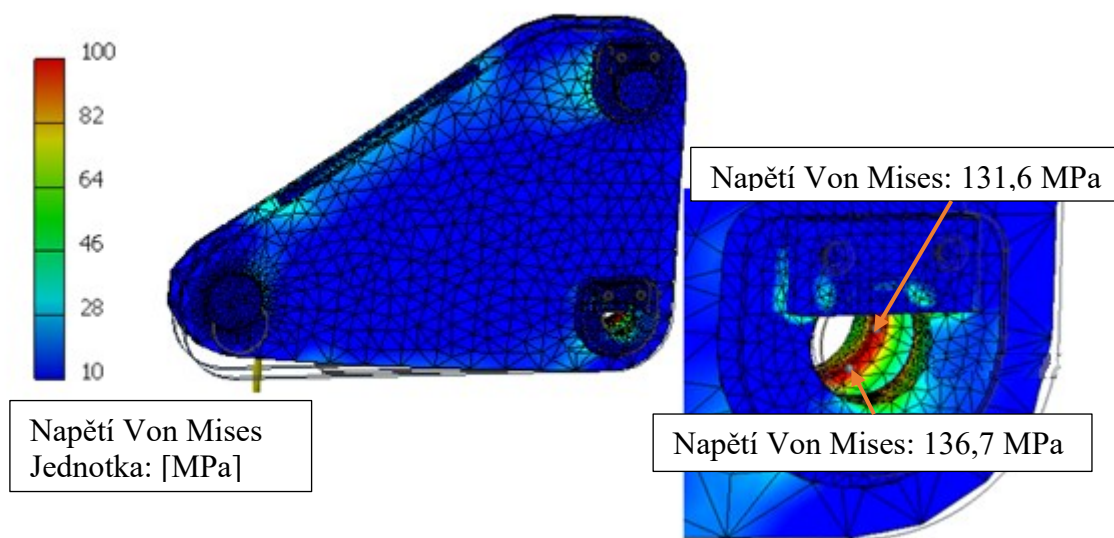
Na následujících obrázcích je znázorněné rozložené napětí a nejslabší místo součásti. Obr. 32 zobrazuje oblast, ve které je maximální napětí 245,6 MPa. Místa s největším napětím se nacházejí okolo čepu. Svařenec byl svařen z materiálu ocel 11 373 s mezi kluzu  $R_e = 186$  MPa. Pro čepy a zajišťovací příložky byl použit materiál ocel 11 600 s mezi kluzu  $R_e = 295$  MPa. Z výsledků pevnostní analýzy je patrné místo s největší koncentrací napětí, které se nachází mezi čepem a zajišťovací příložkou viz Obr. 31. Maximální napětí nepřesahuje mez kluzu, a tudíž nedojde k poškození.



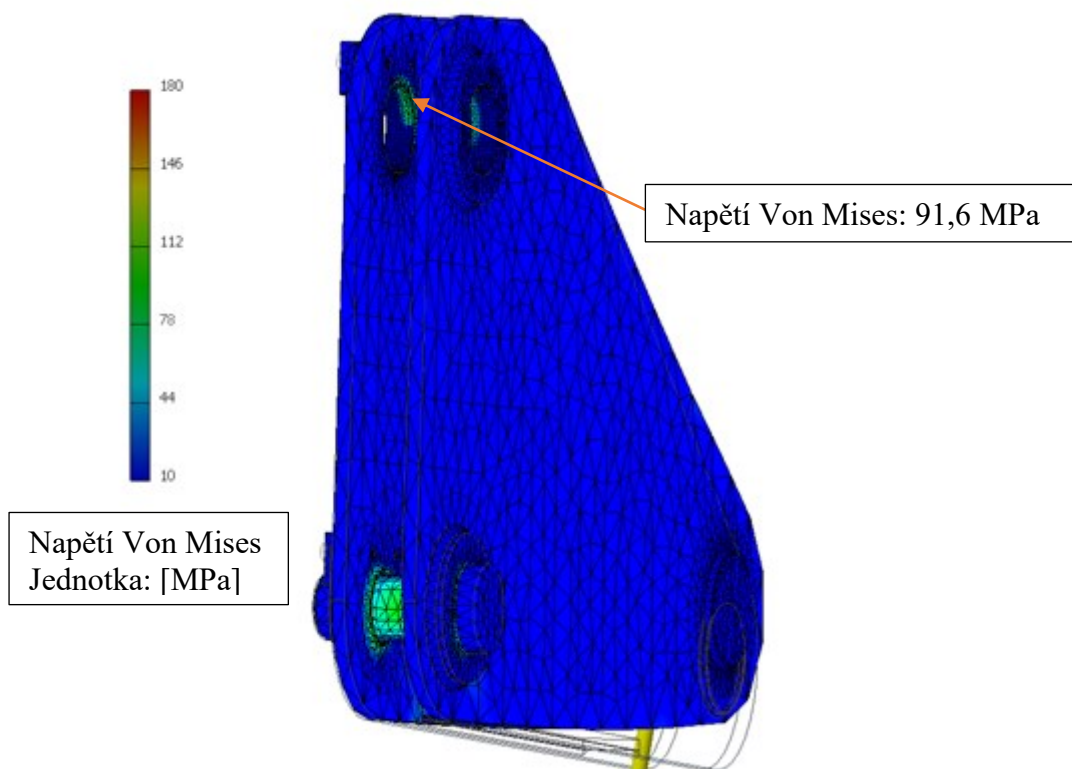


*Obr. 31 - Maximální napětí*

Na Obr. 32 a Obr. 33, je zobrazena další oblast s větší koncentrací napětí, které vzniká otlakem čepu. V obou případech jsou tyto napětí přijatelné, protože nepřekročili mez kluzu materiálu.



Obr. 32 - Maximální napětí

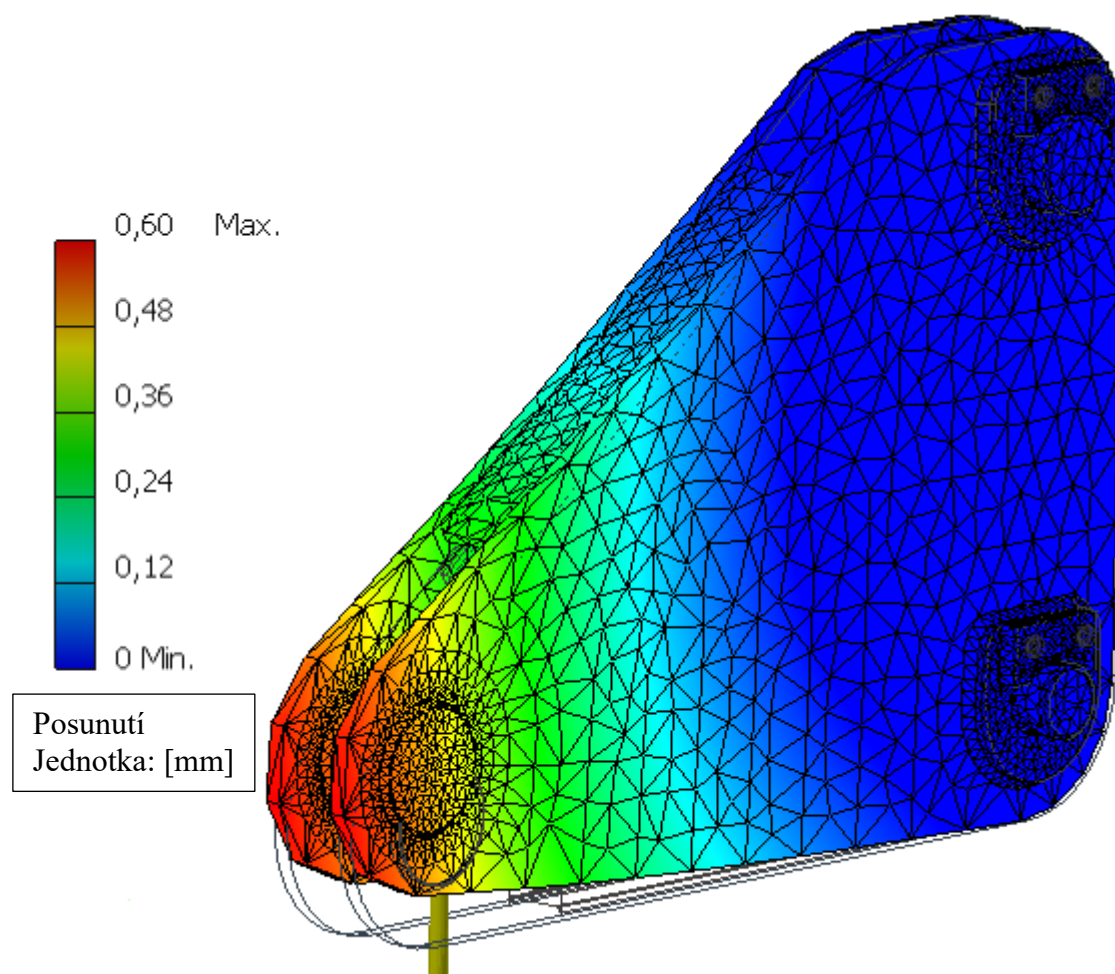


Obr. 33 - Maximální napětí

---

### Posunutí:

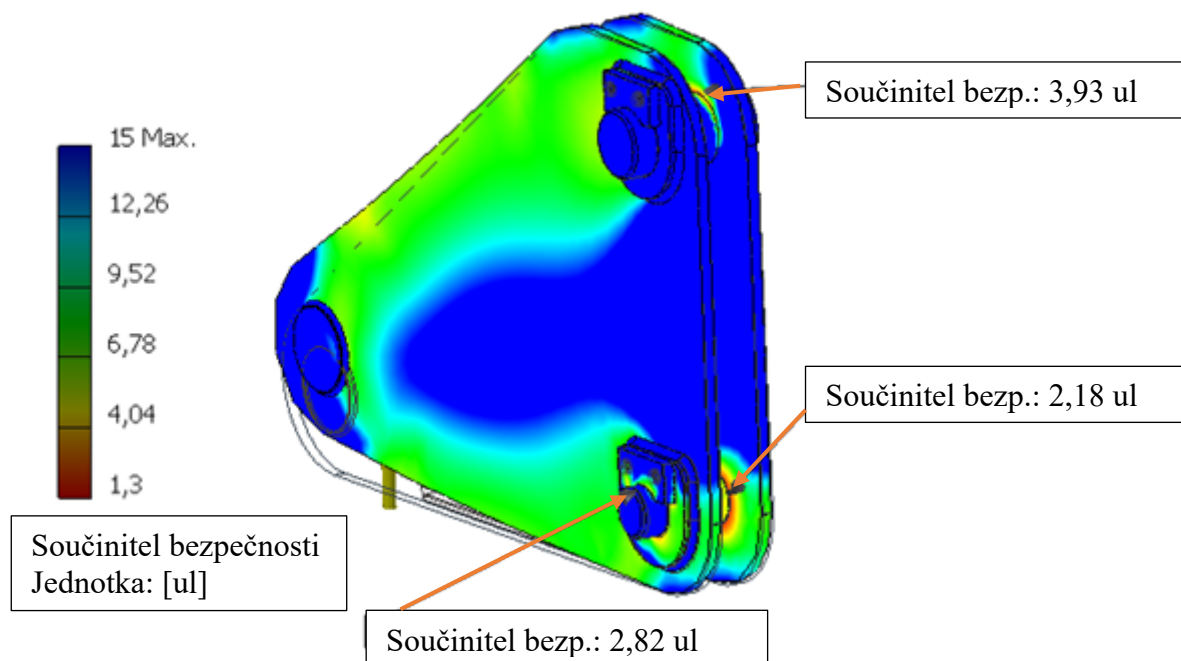
Na Obr. 34 je znázorněno maximální posunutí. Z obrázku je zřejmé, že součást se prohne o 0,7 mm, což lze považovat za zanedbatelnou hodnotu.



*Obr. 34 - Maximální posunutí*

### Bezpečnost součástí:

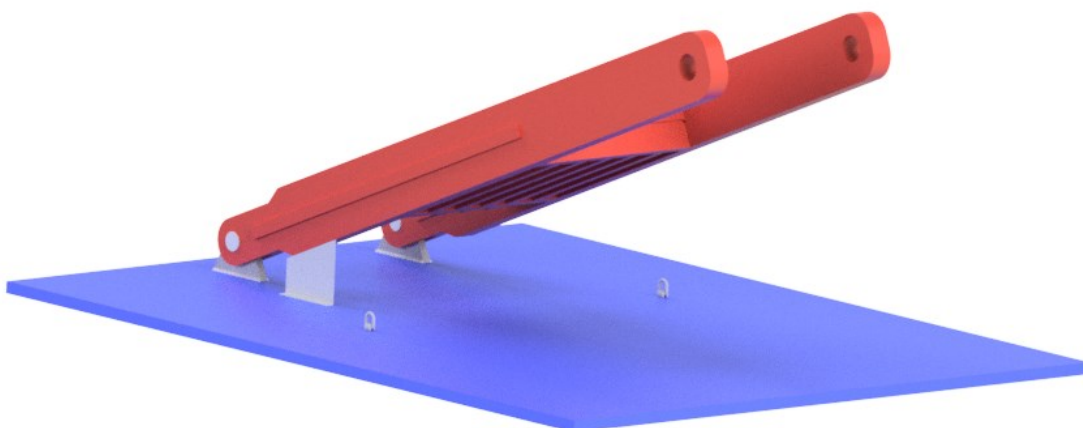
Níže uvedený Obr. 35 znázorňuje nejvíce namáhaná místa s jejich bezpečností. Z obrázku vyplývá, že součást je dostatečně naddimenzovaná a v provozu bude bezpečně plnit svůj účel.



Obr. 35 - Bezpečnost součásti

#### 4.6.2 Kontrola spodního otočného dílu v kritické poloze

Tento díl byl namáhán tíhovou silou, která vzniká od hmotnosti kompenzátoru a tažného oka, která působí na plochu kde se kompenzátor stýká s otočnou deskou. Sílu bylo nutno rozložit do kolmých složek osy x a y, viz rovnice (4.29),(4.30) a (4.31) , aby došlo k zjednodušení výpočtu. Otočná deska byla zhotovena z oceli 11 373 s mezi kluzu 186 MPa a je zobrazena na Obr. 36.



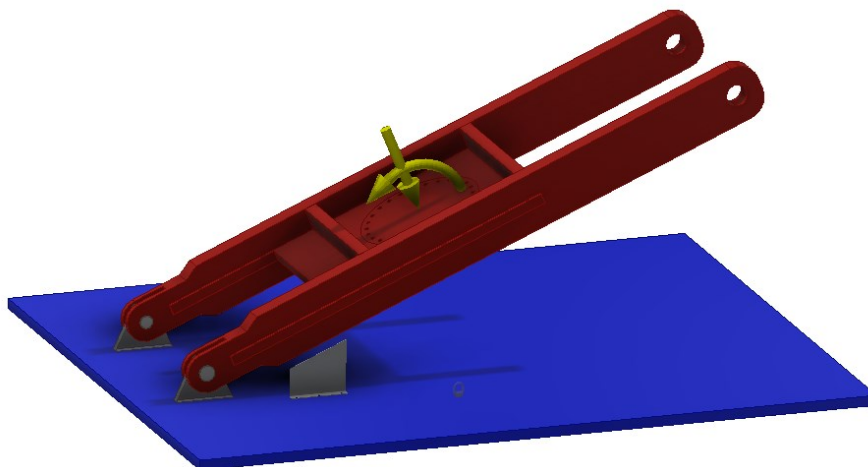
Obr. 36 - Otočná deska

---

### Umístění vazeb:

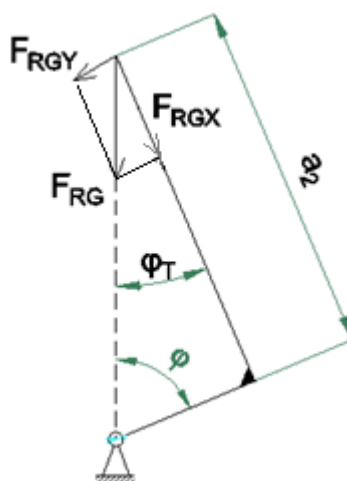
Základová deska (znázorněná modrou barvou viz Obr. 36) bude ležet na podlaze v hale, a proto byla pro ni zvolená pevná vazba.

### Rozmístění sil:



Obr. 37 - Znázornění působení sil

Síly působí na kruhovou plochu, ke které bude kompenzátor přišroubován. V následujícím výpočtu je rozložena tíhová síla do kolmých složek viz Obr. 38. Tento výpočet byl proveden za účelem zjednodušení simulace a kompenzátor byl v tomto případě nahrazen silovou dvojicí. Na Obr. 38 můžeme vidět rozložení tíhové síly  $F_{RG}$  do kolmých složek. Síla  $F_{RGX}$  působí kolmo na desku a způsobuje posouvající sílu. Síla  $F_{RGY}$  působí kolmo na kompenzátor a způsobuje vznik krouticího momentu  $M_{FRGY}$ , který působí rovněž na desku.



Obr. 38 - Náčrt pro výpočet

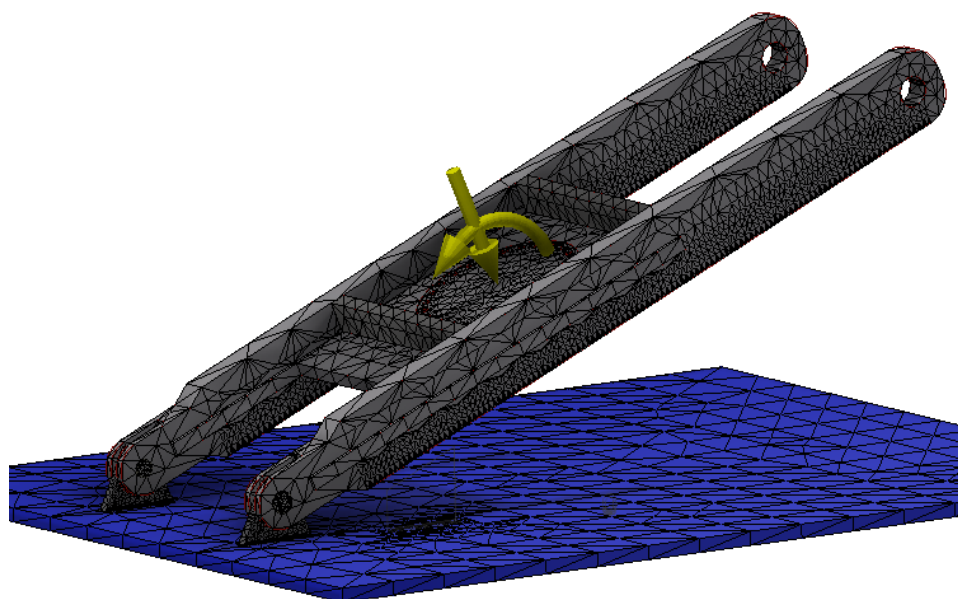
$$F_{RGX} = \cos \varphi_T \cdot F_{RG} = \cos 23^\circ \cdot 690329,7 = 635451,8 \text{ N} \quad (4.29)$$

$$F_{RGY} = \sin \varphi_T \cdot F_{RG} = \sin 23^\circ \cdot 690329,7 = 269733,3 \text{ N} \quad (4.30)$$

$$M_{FRGY} = F_{RGY} \cdot a_2 = 269733,3 \cdot 4540,6 = 1224751022 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.31)$$

### **Rozložení sítě:**

Obr. 39 znázorňuje rozložení sítě. V místě s největším zatížením byla síť zhuštěna. Průměrná velikost prvků je 0,1 mm.



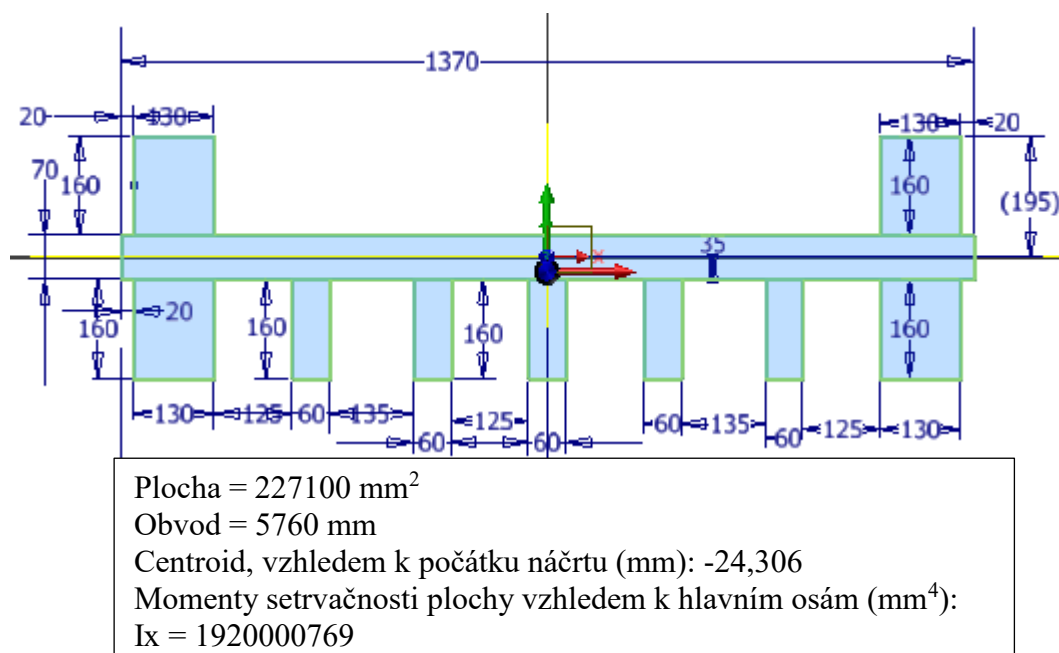
*Obr. 39 - Rozložení sítě*

### **Simulace:**

#### **Rozbor maximálního napětí:**

Simulace rozložení napětí znázorňují Obr. 41 a Obr. 42. Největší koncentrace napětí dosahuje 184,8 MPa. Průměrná hodnota napětí se pohybuje kolem 80 MPa. Otočná deska je svařena z oceli 11 373 s mezi kluzu  $R_e = 186 \text{ MPa}$ . V žádném místě nedochází k překročení meze kluzu. Součást je dostatečně naddimenzována, aby vydržela požadované zatížení.





Obr. 40 - Schéma výpočtu

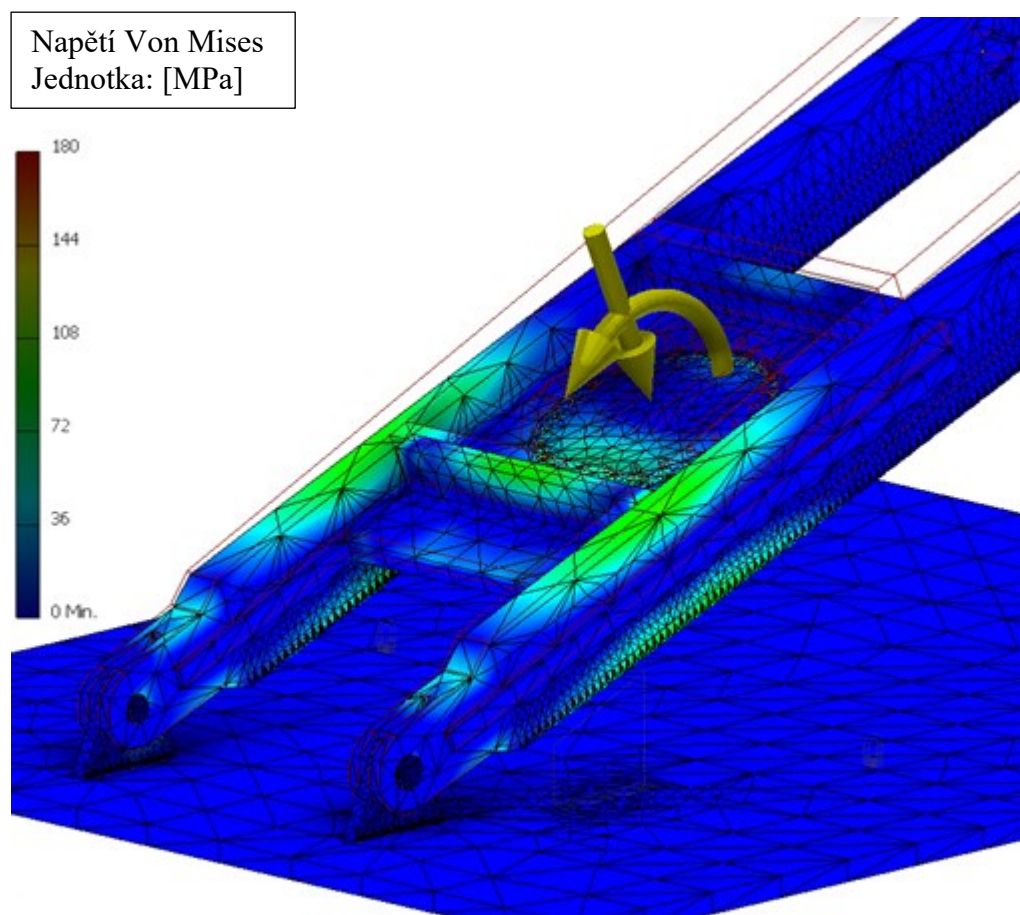
Správnost této simulace byla zkontrolována kontrolním analytickým výpočtem. Pomocí software Autodesk Inventor byl zjištěn moment setrvačnosti plochy vzhledem k hlavní ose  $x$  a kolmou plochu k průřezu  $I_x = 1920000769 \text{ mm}^4$  a plocha  $S_p = 227100 \text{ mm}^2$  viz Obr. 40. Výpočet byl proveden přímo pro místo, kde působí síla a kroutící moment viz Obr. 37. Následovně byl vypočten průřezový modul v ohybu pomocí rovnice (4.32), ohybové napětí (4.33) a tlak (4.34). Průřezový modul byl vypočten podílem největší vzdáleností od krajního vlákna ( $o = 219,306 \text{ mm}$ ) k hlavní ose  $x$ . Závěrem bylo toto napětí zredukováno pomocí redukce HMH viz výpočet (4.35). Výsledná hodnota analytického výpočtu se liší od napětí zjištěným analýzou, protože pevnostní analýza zahrnuje do výpočtu tuhost materiálu, poissonovou konstantu a další údaje o materiálu.

$$W_x = \frac{I_x}{o} = \frac{1920000769}{219,306} = 8754893,9 \text{ mm}^3 \quad (4.32)$$

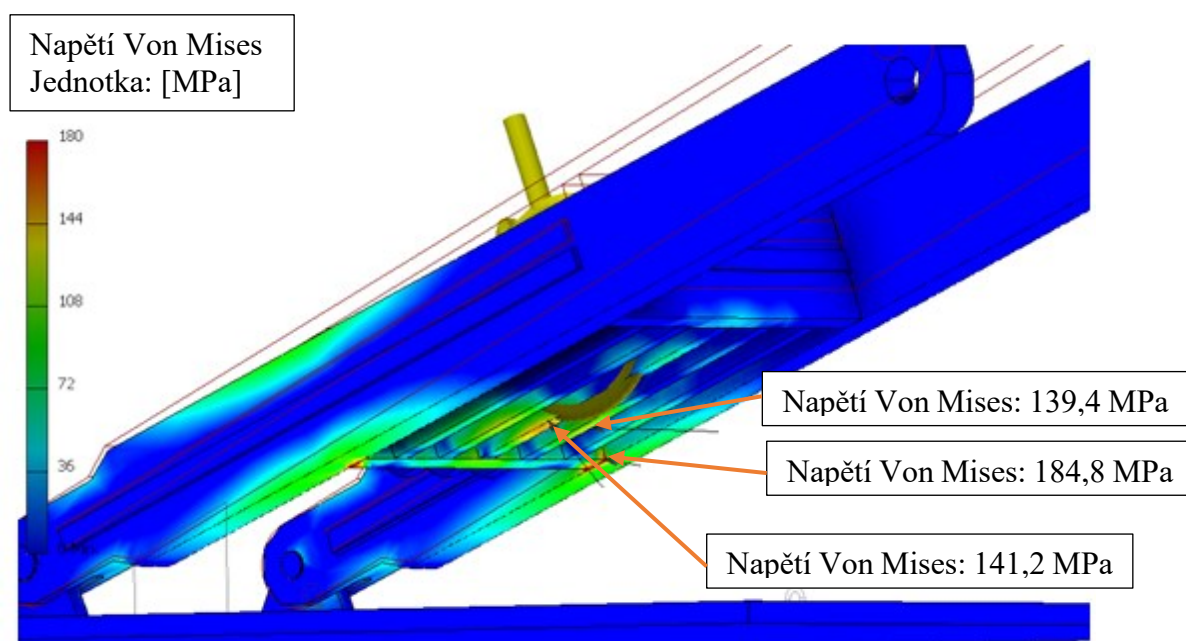
$$\sigma_o = \frac{M_{FRGY}}{W_x} = \frac{1224751021}{8754893,9} = 139,9 \text{ MPa} \quad (4.33)$$

$$p = \frac{F_{RGX}}{S_p} = \frac{635451,8}{227100} = 2,75 \text{ MPa} \quad (4.34)$$

$$HMH = \sigma_o + p = 139,9 + 2,75 = 142,7 \text{ MPa} \quad (4.35)$$



Obr. 41 - Napětí Von Mises

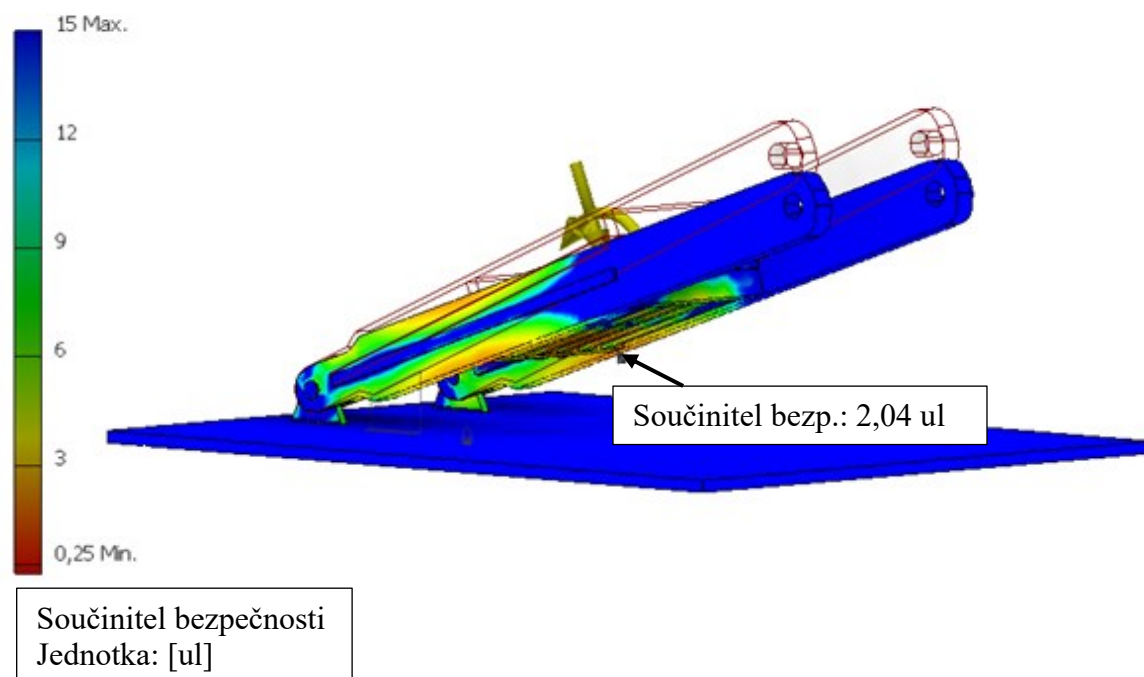


Obr. 42 - Napětí Von Mises



### Součinitel bezpečnosti:

Na níže uvedeném Obr. 43 lze vidět nejnižší součinitel bezpečnosti, který se pohybuje kolem hodnoty 2,04, což je v tomto případě přijatelné. Součást je dostatečně naddimenzovaná a měla by bezpečně plnit svou funkci.



*Obr. 43 - Součinitel bezpečnosti*

### **4.6.3 Kontrola závěsných ok na otočné desce**

Jakmile se těžiště otočné desky přesune přes bod rotace, dojde k tomu, že se začne kompenzátor spouštět pomocí druhého mostového jeřábu. Veškeré zatížení, které bylo na závěsném oku, se přesune do závěsu otočné desky. Tato simulace byla zaměřena především na kontrolu závěsných ok na otočné desce. Simulace byla provedena v poloze těsně před dosednutím na dosedací plochu. Otočná deska je ve sklonu o 5° od vodorovné roviny.

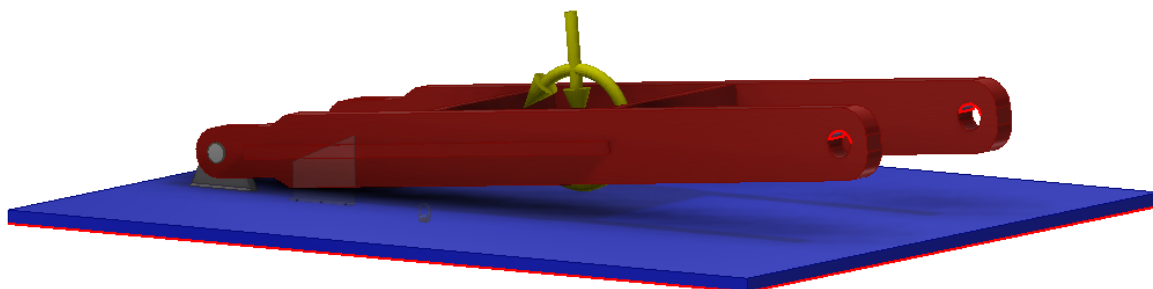
### **Znázornění umístění sil:**

Obr. 44 znázorňuje umístění působení silových účinků, které vznikly od hmotnosti kompenzátoru, závěsného oka a otočné desky. Síla působící kolmo na desku má velikost  $F_x = 737542,7 \text{ N}$  a kroutící moment vyvozený od síly  $F_y$  má velikost  $M_{Fy} = 292898480 \text{ N}\cdot\text{mm}$ .

---

### **Znázornění umístění vazeb:**

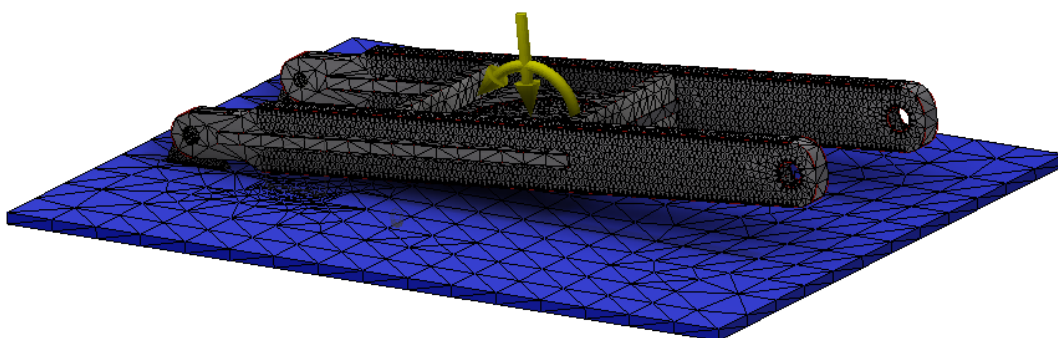
Pevná vazba byla umístěna na základovou desku v místě dotyku s podlahou. Dále byly pevné vazby umístěny od závěsných ok viz Obr. 44.



*Obr. 44 - Umístění sil a vazeb*

### **Rozložení sítě:**

Předpoklad největšího působení napětí je na ramenu s otvory pro závěs. Proto pro tyto místa byla zhuštěna síť pro větší přesnost výsledků. Rozložení sítě je zobrazeno na Obr. 45.

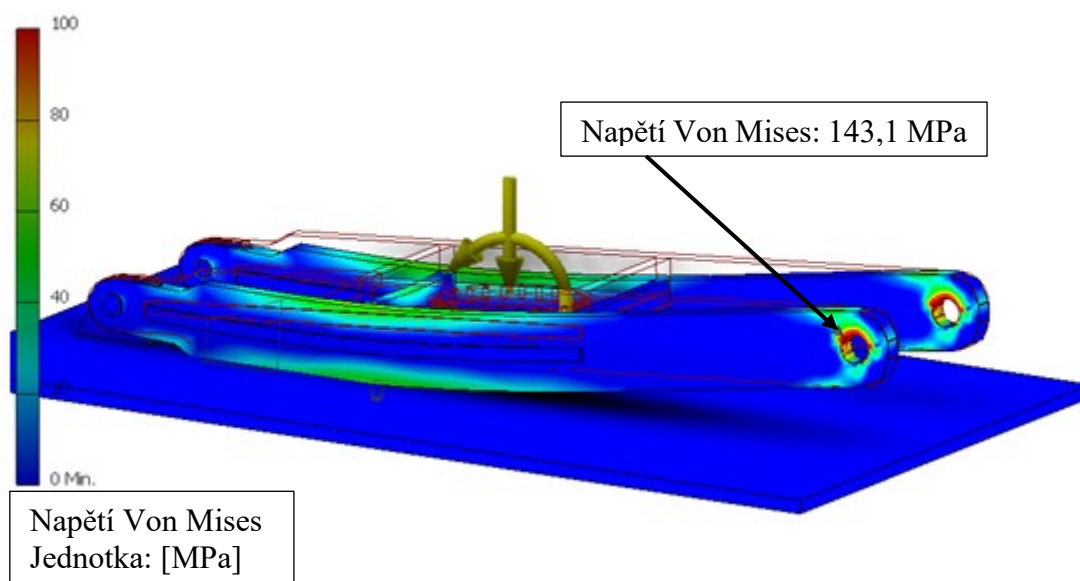


*Obr. 45 - Rozložení sítě*

### **Simulace:**

#### **Rozbor maximálního napětí:**

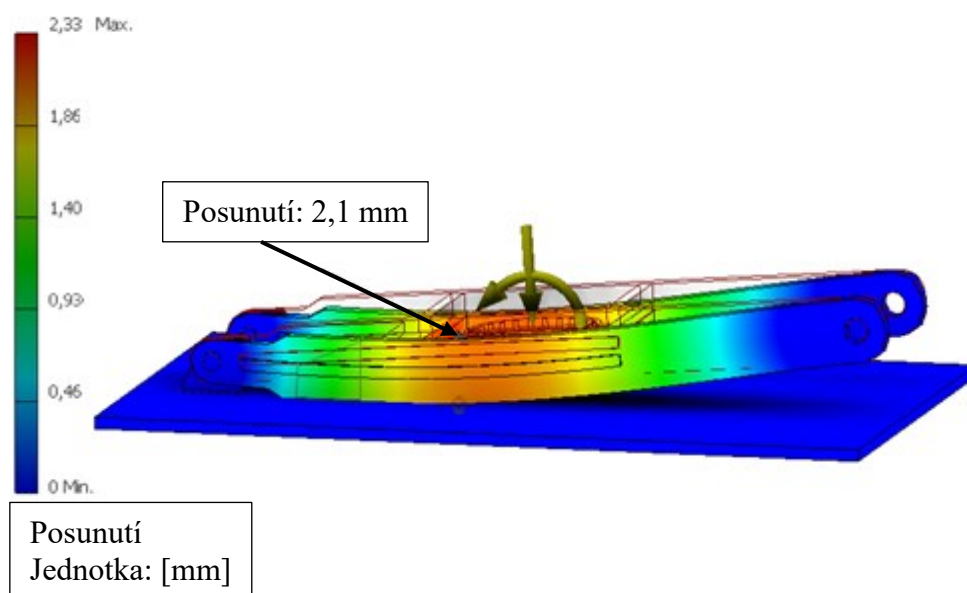
Dle předpokladů je největší napětí v závěsných okách a na ramenu závěsných ok. Maximální hodnota dosáhla 143,1 MPa, což je vzhledem k použitému materiálu přijatelné. Materiál závěsných ok je ocel 11 373 s mezi úměrnosti  $R_e = 186 \text{ MPa}$ .



Obr. 46 - Napětí Von Mises

#### Maximální průhyb:

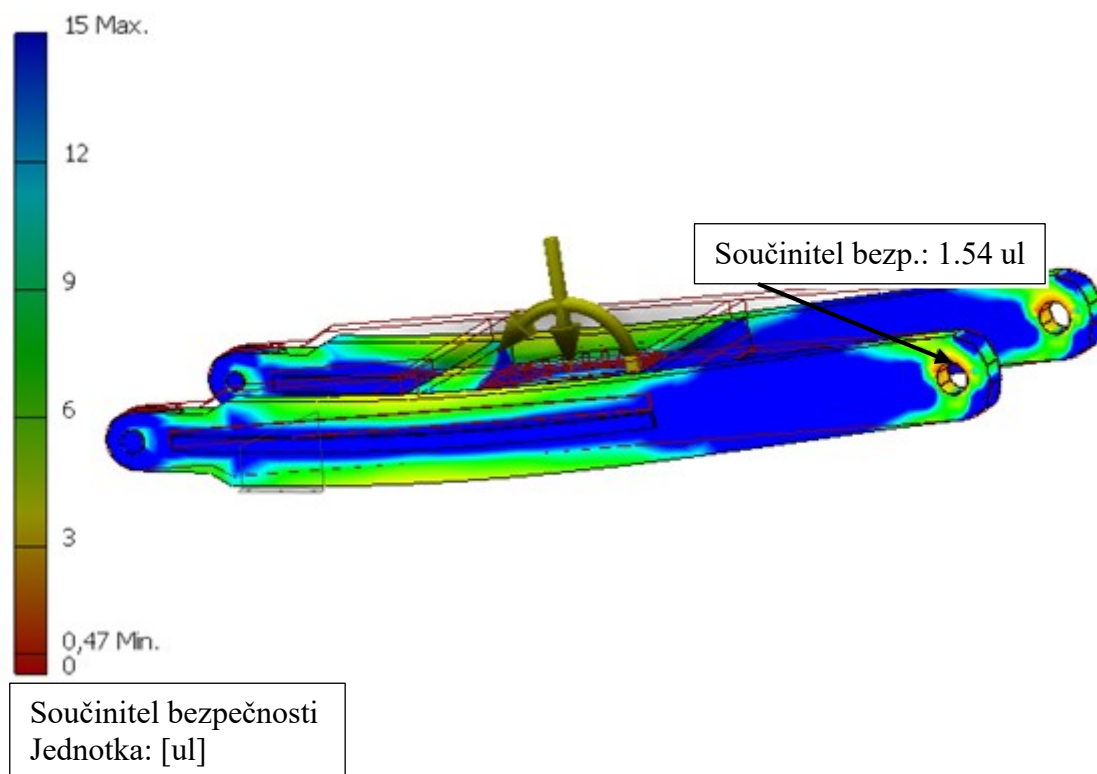
Na Obr. 47 je zobrazen největší průhyb součásti. Vzhledem k velikostí součásti je průhyb přijatelný. Otočná deska byla dostatečně vyztužena, aby snesla toto zatížení.



Obr. 47 - Maximální průhyb

#### Součinitel bezpečnosti:

Nejmenší bezpečnost  $k = 1,53$  se nachází v otvorech pro vázací řetěz viz Obr. 48. Průměrná hodnota bezpečnosti se pohybuje kolem  $k = 4$ .



*Obr. 48 - Součinitel bezpečnosti*

#### **4.6.4 Zhodnocení**

Pomocí MKP analýzy byly zkontrolovány navržené součásti. Součásti byly z větší části zhotoveny svařováním a připojeny ke kompenzátoru pomocí čepových a šroubových spojů. Materiál svařovaných částí byla ocel 11 373 s mezí kluzu 187 MPa. Po nasimulování zatížení bylo zjištěno maximální napětí, posunutí a koeficient bezpečnosti. Z výsledku je zřejmé, že součást je dostatečně naddimenzovaná a že by měla bezpečně plnit svou funkci.

---

## 5 Volba vázacích prostředků

Zvedání kompenzátoru bylo prováděno ve dvou krocích za pomoci dvou mostových jeřábů. V prvním kroku byl zvedán kompenzátor za závěsné oko. Pro tento zdvih byl použit vázací řetěz o délce 2,5 m, jakostní třídy 8, jednopramenný, průměr řetězu 32 mm, s maximální nosností 31500 kg. Na Obr. 49 je zobrazen vázací řetěz.

U druhého jeřábu bylo zapotřebí dvou jeřábových háků a traverzy o nosnosti 50 t. Jako vázací prostředky byly použité dva vázací řetězy o délce 8 m, jakostní třídy 8, jednopramenný, průměr řetězu 26 mm, s nosností 21200 kg.



Obr. 49 - Vázací řetěz [17]

---

## 6 Závěr

V rámci této diplomové práce, jejímž cílem byl návrh manipulátoru určeného pro zvedání a otáčení zařízení zvané „Kompenzátor vln“ v podmínkách montážní haly areálu firmy HUISMAN konstrukce, s.r.o. byla provedena rešerše lodních jeřábů s jejich základním rozdělením a stručným popisem, včetně popisu mostového jeřábu a jeho rozdělení. Dále se tato část práce zabývá bezpečností volně zavěšených prostředků a jejich nebezpečím. Také jsou zde popsány jednotlivé druhy vázacích prostředků a prostředků pro uchopování břemen. Poslední část rešerše je zaměřena na samotný kompenzátor vln s popisem firmy, která jej vynalezla. Čtenáři se mohou dozvědět bližší informace o firmě HUISMAN konstrukce, s.r.o.

V praktické části této práce najdeme samotný návrh manipulátoru, který je podložen potřebnými výpočty. V prvním kroku bylo nutné přepočítat těžiště. Následně byla vypočtena zvedací síla pro zdvih a síla pro spouštění. Pro tyto výpočty byly zhotovené grafy, ve kterých je zachycen průběh zvedací a spouštějící síly. V posledním kroku byl navržen a poté zkontrolován čep s kluzným ložiskem. Správnost výpočtu byla ověřena za pomoci softwaru Autodesk Inventor 2017.

Poslední část práce se zabývá MKP analýzou, pomocí které byly zkontrolovány navržené svařence. Díky této analýze je možné nasimulovat průběh napětí na vytvořeném modelu a stanovit tak dále kriticky nejnamáhavější místo konstrukce.

Výsledná konstrukce manipulátoru je zdokumentována za pomoci zhotovených výkresů, a to sestavného výkresu manipulátoru, svařovacího výkresu a obráběcího výkresu. Tyto výkresy najdeme v příloze. Na závěr byl také vytvořen zvedací plán.

---

## Seznam použité literatury a použitých zdrojů

- [1] PAVLIŠKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. 2004. Dopravní a manipulační zařízení IV.. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 128 s. ISBN 80-248-0537-5
- [2] DONES, Jiří. Prostředky pro vázání a zavěšování břemen: sborník přednášek. 1. Brno: Dům techniky ČSVTS Brno, 1984.
- [3] JANDOUSH, Václav. Manipulační zařízení. Bratislava: Alfa, 1981.
- [4] REMTA, František. Jeřáby. I. díl. 2., přeprac. a dopl. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974.
- [5] ČSN EN 13155 – Jeřáby – Bezpečnost – Volně zavěšené prostředky[I]
- [6] Huisman Introduces New Series of Large Offshore Cranes – Worldmaritimenews [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <http://worldmaritimenews.com/archives/86967/huisman-introduces-new-series-of-large-offshore-cranes/>
- [7] Floating cranes around the world – Heavyliftnews [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <http://www.heavyliftnews.com/cranes/floating-cranes-world>
- [8] Jeřáby – webnode [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <http://files.strojarna.webnode.cz/200000002-7247f73426/Je%C5%99%C3%A1by.pdf>
- [9] Mostové jeřáby jednonosíkové – Giga [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <http://www.gigasro.cz/mostove-jeraby-jednonosnikove.html>
- [10] Dvounosíkový mostový jeřáb GIGA– Nypro [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <https://nyprohutni.cz/dvounosnikovy-mostovy-jerab>
- [11] Vázací ocelová lana – Lano Moravia [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <http://lanomoravia.cz/vazaci-ocelova-lana/>
- [12] Vázací řetězy – JKNZ.s.r.o. [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <http://www.jknz.cz/p2.htm>
- [13] Vázací technika – Dopravník [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <http://www.dovavanik.cz/popruhy-jeرابove.html>
- [14] Jeřábové traverzy typu H – Techlan Chudoba s.r.o. [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <http://www.techlan.cz/index.php?oid=4049688>
- [15] TKG5.0VH Manual Balance Crane Forks 5000kg – Sublift [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <http://sublift.ie/product/tkg5-0vh-manual-balance-crane-forks-5000kg/>
- [16] Denisa Doležalová, Právo – Novinky.cz [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <https://www.novinky.cz/ekonomika/416301-suchozemci-ze-sviadnova-u-frydku-mistku-vyrobili-kompenzator-morskych-vln.html>

- 
- [17] Vázací řetěz nosnost 315000 kg - Pavlínek [online], [cit. 2017-18.11]. Dostupné na WWW: <https://www.pavlinek.cz/vazaci-retez-jakostni-tridy-8-jednoprarmenny-prumer-retezu-32mm-nosnost-31500kg/>
- [18] Jeřáby – Huisman [online], [cit. 2018-12.03]. Dostupné na WWW: <http://www.huismanequipment.com/cz/products/cranes>
- [19] Kluzná pouzdra – skf [online], [cit. 2018-12.03]. Dostupné na WWW: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/table-bushings/index.html?designation=PRM%20909550>

Software:

- [20] AutoCAD Mechanical 2015
- [21] Autodesk Inventor Professional 2017
- [22] Microsoft Office Word, Excel 2016



---

## Seznam obrázků

Obr. 1 - Palubní námořní jeřáb [6].....	4
Obr. 2 - Plovoucí jeřáb [7] .....	5
Obr. 3 – Popis mostového jeřábu [8] .....	6
Obr. 4 - Jednonosníkový mostový jeřáb [9] .....	7
Obr. 5 – Dvounosníkový mostový jeřáb [10] .....	7
Obr. 6 - Způsoby zakončení ocelových lan [11] .....	9
Obr. 7 – Typy úvazků [12].....	10
Obr. 8 - Popruh z chemických vláken [13] .....	11
Obr. 9 - Traverza typu H [14] .....	12
Obr. 10 - Závěs pro překládání palet [15].....	13
Obr. 11- Kompenzátor vln [16] .....	14
Obr. 12 – Manipulátor .....	16
Obr. 13 - Výchozí poloha .....	17
Obr. 14 - Přepočítání těžiště.....	18
Obr. 15 - Obecná poloha.....	19
Obr. 16 – Výpočtové schéma.....	20
Obr. 17 – Průběh síly $F$ při zvedání $0^\circ - 67^\circ$ .....	21
Obr. 18 - Výpočtové schéma .....	22
Obr. 19 - Průběh síly $F_s$ při zvedání $68^\circ - 90^\circ$ .....	23
Obr. 20 – Rozložení sil na čep .....	24
Obr. 21 - Kluzné ložisko PRM909550 [19].....	28
Obr. 22 – Průběh smykové síly.....	28
Obr. 23 – Průběh ohybového momentu .....	29
Obr. 24 – Průběh napětí v ohybu .....	29
Obr. 25 – Průběh smykového napětí.....	29
Obr. 26 - parametry pro výpočet.....	30
Obr. 27 - Závěsné oko.....	32
Obr. 28 - Umístění vazeb .....	33
Obr. 29 - Znázornění působení síly .....	33
Obr. 30 - Rozložení síť .....	34
Obr. 31 - Maximální napětí.....	35
Obr. 32 - Maximální napětí.....	36
Obr. 33 - Maximální napětí.....	36

---

Obr. 34 - Maximální posunutí.....	37
Obr. 35 - Bezpečnost součásti.....	38
Obr. 36 - Otočná deska .....	38
Obr. 37 - Znázornění působení sil .....	39
Obr. 38 - Náčrt pro výpočet .....	39
Obr. 39 - Rozložení sítě .....	40
Obr. 40 - Schéma výpočtu .....	41
Obr. 41 - Napětí Von Mises.....	42
Obr. 42 - Napětí Von Mises.....	42
Obr. 43 - Součinitel bezpečnosti.....	43
Obr. 44 - Umístění sil a vazeb .....	44
Obr. 45 - Rozložení sítě .....	44
Obr. 46 - Napětí Von Mises.....	45
Obr. 47 - Maximální průhyb .....	45
Obr. 48 - Součinitel bezpečnosti.....	46
Obr. 49 - Vázací řetěz [17] .....	47

---

## Seznam tabulek

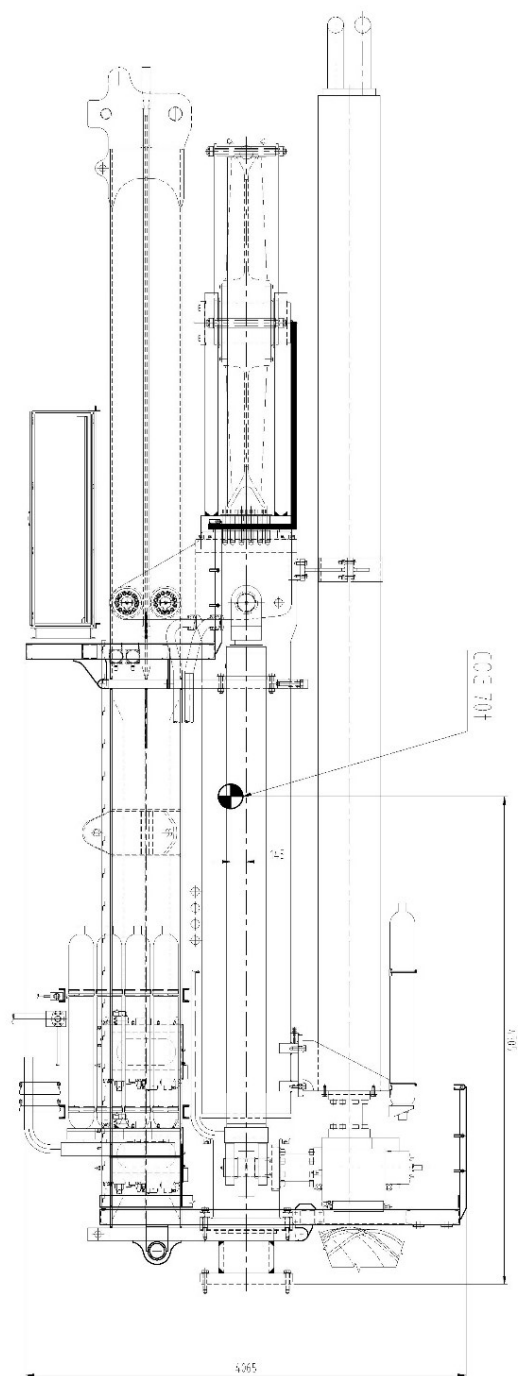
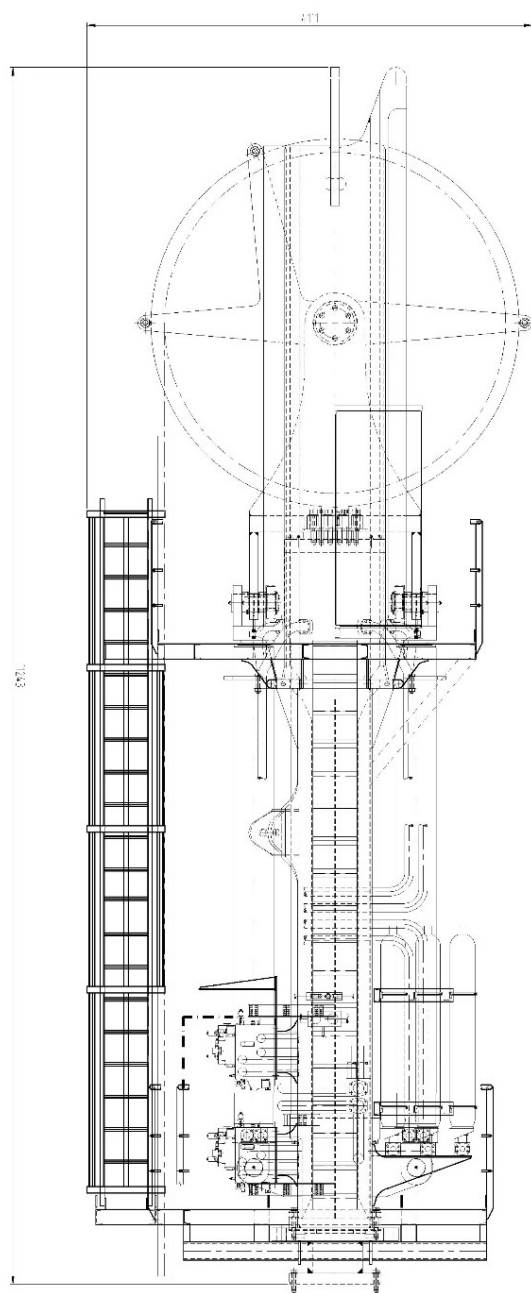
Tabulka 1 - Zadané hodnoty .....	17
Tabulka 2 - Popis rozměrových kót .....	17
Tabulka 3 - Vstupní parametry pro přepočet těžiště .....	18
Tabulka 4 - Vstupní parametry pro výpočet .....	19
Tabulka 5 - Průběh zvedací síly $F$ . ....	21
Tabulka 6 - Průběh spouštějící síly $F_s$ .....	23
Tabulka 7 - Vstupní parametry .....	24

---

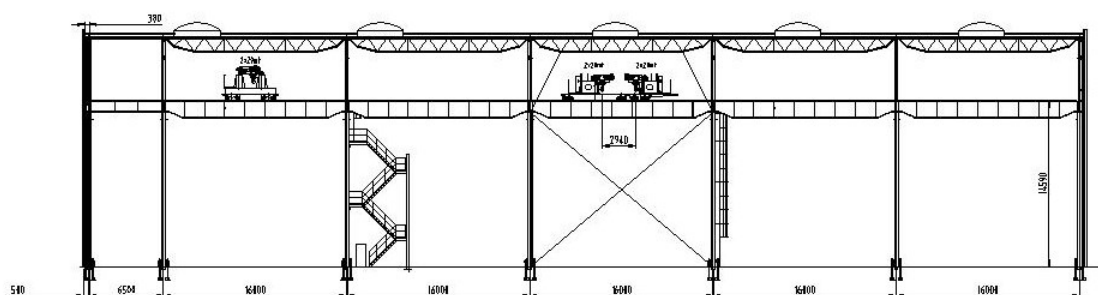
## Seznam příloh

<b>Příloha A</b>	Výkres s rozměry kompenzátoru
<b>Příloha B</b>	Schéma haly
<b>Příloha C</b>	Přípravný zvedací plán č. v. P01
<b>Příloha D</b>	Zvedací plán č. v. P02
<b>Příloha E</b>	Hlavní sestava S000
<b>Příloha F</b>	Svařovací výkres závěsné oko S001
<b>Příloha G</b>	Obráběcí výkres závěsné oko SW001
<b>Příloha H</b>	Svařovací výkres základová deska S002
<b>Příloha I</b>	Obráběcí výkres základová deska SW002
<b>Příloha J</b>	Svařovací výkres otočná deska S003
<b>Příloha K</b>	Obráběcí výkres otočná deska SW003
<b>Příloha L</b>	Jednotlivé party hlavní sestavy: čep 120 D01, čep 90 D02, příložka D03, kontrolní plech D04
<b>Příloha M</b>	Jednotlivé party závěsného oka: rám UP-DP-V01, příložka 120 UP-DP-V02, příložka 90 UP-VP-V03
<b>Příloha N</b>	Jednotlivé party základové desky: kloubová podpora ZD-DP-V01
<b>Příloha O</b>	Jednotlivé party otočné desky: otočná deska D001, žebro D002, výztuha D003

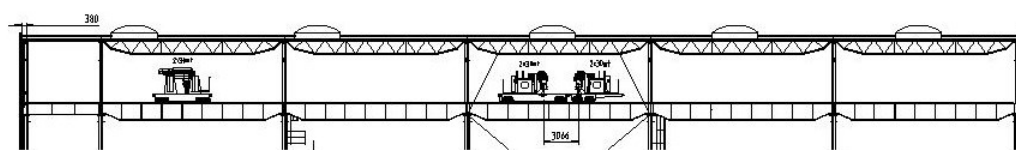
## Příloha A



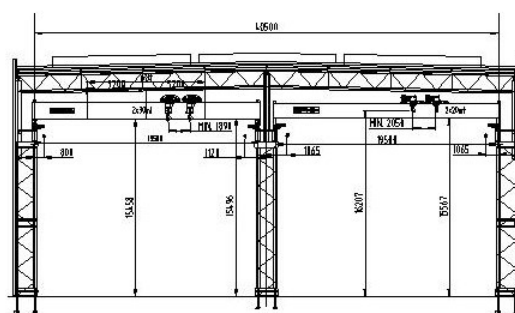
## Příloha B



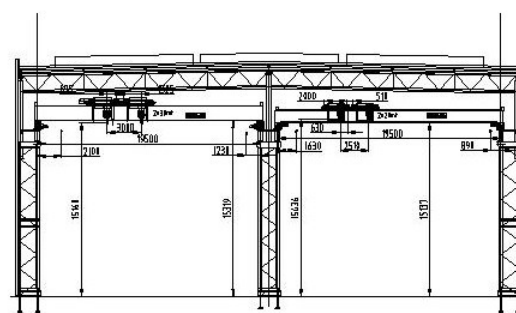
SECTION A-A



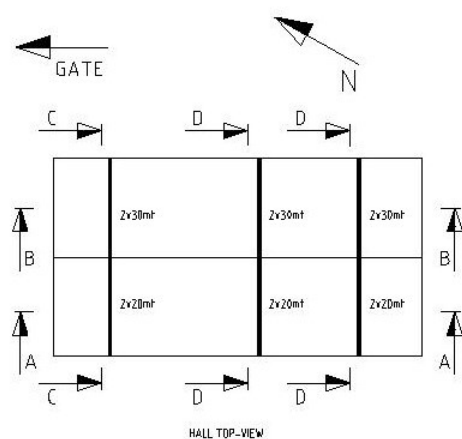
SECTION B-B



SECTION C-C



SECTION D-D



---

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za připomínky a vedení při vypracování této práce.

Dále bych chtěl také poděkovat panu Ing. Davidu Továrkovi za odbornou pomoc a velkou ochotu při vypracování této práce.